

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Efektory modulárního manipulátoru a jejich
automatická výměna

Grippers and Their Automatic Change System for a Modular
Manipulator

Student:

Bc. Jakub Melčák

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Václav Krys, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Melčák**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T013 Robotika
Téma: **Efektory modulárního manipulátoru a jejich automatická výměna**
Grippers and Their Automatic Change System for a Modular Manipulator

Zásady pro vypracování:

1. Proved'te rešerši v oblasti koncových efektorů zásahových mobilních robotů. Dále analyzujte systémy automatické výměny efektorů robotů a jejich principy.
2. Stanovte funkční požadavky a omezení pro efektory a jejich automatickou výměnu v podobě podrobného požadavkového listu.
3. Navrhněte varianty koncových manipulačních a technologických efektorů pro manipulátor mobilního robotu. Dále navrhněte varianty systému automatické výměny pro tyto efektory. Proved'te vzájemné zhodnocení navržených variant na základě zvolených kritérií a vyberte z nich ty nejlepší.
4. Zvolené varianty rozpracujte do úrovně podrobného 3D modelu s využitím dostupného CAD systému. Výkresovou dokumentaci zpracujte v rozsahu určeném vedoucím práce. Navržené technické řešení doložte podrobnými návrhovými a kontrolními výpočty.
5. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu MS WORD.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 2007. 48 s.

ČSN ISO 690 *Informace a dokumentace - Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů*. Praha: Český normalizační institut, 2010.

SKAŘUPA, J.; MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. 1. vydání. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0.

KÁRNÍK, L. *Servisní roboty*. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004. 139 s. ISBN 80-248-0626-6.

NOVÁK, P. *Mobilní roboty: pohony, senzory, řízení*. 1. vydání. Praha: BEN Praha, 2005. 247 s. ISBN 80-7300-141-1.

PALKO, A., SMRČEK, J. *Robotika, Koncové efektory pre priemyslné a servisné roboty, Navrhovanie – Konštrukcia - Riešenia*. 1. vydání. Košice: TU v Košiciach, 2004. 274 s. ISBN 80-8073-218-3.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Václav Krys, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015

prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Melčák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Dělnická 19
792 01 Bruntál

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MELČÁK J. Efektory modulárního manipulátoru a jejich automatická výměna: Diplomová práce. Ostrava: VŠB -Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2015, 100 s. Vedoucí práce: Krys, V.

Diplomová práce se zabývá návrhem systému automatické výměny efektorů, který je určen pro modulární manipulátor. Jsou řešeny tři hlavní subsystémy, které tvoří komplexní celek systému pro automatickou výměnu efektoru. Jedná se o samotný výměnný mechanismus, který zajišťuje automatickou výměnu efektoru, dále jsou řešeny efektory a v poslední řadě se jedná o zásobník těchto efektorů. V úvodu je provedena podrobná rešerše těchto tří subsystému. Dále jsou na základě požadavkového listu navrženy jednotlivé varianty, kdy jsou následně vybrány varianty, které nejlépe splňují specifikované požadavky. Pro stanoviště efektorů a výměnný mechanismus vždy varianta jedna, pro efektor je vybráno variant více. Tyto varianty jsou dále rozpracovány do podrobných 3D modelů. Na základě výpočtů jsou navrženy pohonné jednotky a další elektronika. Zpráva je doplněna o pevnostní analýzy spojovacího materiálu a součástí, které se nacházejí v kritických místech systému a dále je v rámci této diplomové práce zpracována výkresová dokumentace.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MELČÁK, J. Grippers and Their Automatic Change System for a Modular Manipulator: Master Thesis. Ostrava. VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2015, 100 p. Supervisor: Krys, V.

Master thesis deals with design of grippers and their automatic change system for a modular manipulator. There are three main parts, which create a unit for automatic change system. It is automatic change system, which ensures change of gripper, grippers themselves and then storage system, where grippers are stored. At the beginning of the master thesis a detailed research of those three parts is given. In regard with the list of demands an each option is designed and the best option is chosen. One option for a change system, storage system for grippers and several options for grippers are designed. Those options are developed to detailed 3D models. In regard of calculations servo motors are designed and chosen as well as other electronics parts. The master thesis includes stress analysis of fasteners and parts in the critical parts of system. Technical drawings are included as well.

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práci Ing. Václavu Krysovi, Ph.D. za rady, podněty a připomínky v průběhu zpracování této diplomové práce.

Obsah

| | |
|---|----|
| Seznam použitého označení | 7 |
| 0 Úvodní slovo.. | 8 |
| 1 Rešerše vyměnitelných efektorů a zásahových MR | 9 |
| 1.1 Analýza efektorů zásahových robotů | 9 |
| 1.1.1 Úchopné efekty | 10 |
| 1.1.2 Technologické moduly | 12 |
| 1.1.3 Příslušenství pro doplňkové funkce efektorů | 12 |
| 1.2 Mechanismy pro výměnu efektorů a technologických modulů | 14 |
| 1.2.1 Automatická výměna | 14 |
| 1.2.2 Poloautomatická výměna | 22 |
| 1.3 Přenos energií a signálů | 26 |
| 1.4 Přehled zásahových MR | 29 |
| 2 Požadavkové listy | 31 |
| 3 Návrhy jednotlivých koncepcí | 34 |
| 3.1 Výměnný mechanismus | 34 |
| 3.1.1 Velké čelisti | 34 |
| 3.1.2 Výměnný mechanismus s otočným palcem | 35 |
| 3.1.3 Palec s kulisou | 36 |
| 3.1.4 Palec s kuličkami | 38 |
| 3.2 Úchopné a technologické efekty | 39 |
| 3.2.1 Dvouprstý paralelní efektor | 39 |
| 3.2.2 Dvouprstý efektor s paralelogramem | 41 |
| 3.2.3 Úchopné efekty pasivní | 42 |
| 3.2.4 Technologické efekty | 42 |
| 3.3 Zásobník efektorů | 43 |
| 3.3.1 Pasivní fixace efektoru | 45 |
| 3.3.2 Aktivní fixace efektoru | 45 |
| 3.3.3 Detekce prezence efektorů | 46 |
| 4 Posouzení navržených koncepcí | 50 |
| 4.1 Stanovení optimální varianty výměnného mechanismu | 50 |
| 4.1.1 Vícekriteriální analýza | 50 |

| | | |
|-------|---|----|
| 4.2 | Stanovení optimální varianty úchopného efektoru | 55 |
| 4.3 | Pasivní efektor úchopné a technologické..... | 56 |
| 4.4 | Zásobník efektorů | 57 |
| 5 | Rozpracování vítězných variant | 58 |
| 5.1 | Rozpracování výměnného mechanismu..... | 58 |
| 5.2 | Rozpracování efektorů | 68 |
| 5.2.1 | Dvouprstý paralelní efektor..... | 68 |
| 5.2.2 | Úchopné efektor pasivní a technologické | 77 |
| 5.3 | Zásobník efektorů | 79 |
| 6 | Závěrečné zhodnocení | 85 |
| 7 | Seznam použité literatury | 87 |
| 8 | Seznam příloh..... | 89 |
| 9 | Přílohy..... | 91 |

Seznam použitého označení

| Název | Označení | Jednotka |
|----------|----------------------------|-----------------------------------|
| a | zrychlení | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ |
| A | proud | [A] |
| C | rozměrová konstanta | [-] |
| d, D | průměr | [mm] |
| E | modul pružnosti | [GPa] |
| f | součinitel smykového tření | [-] |
| g | tíhové zrychlení | $[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ |
| F | síla | [N] |
| Fo | osová síla | [N] |
| Ft | třecí síla | [N] |
| Fn / N | normálová síla | [N] |
| Flis | lisovací síla | [N] |
| k | koeficient bezpečnosti | [-] |
| m | hmotnost | [kg] |
| M | krouticí moment | $[\text{N} \cdot \text{mm}]$ |
| Mu | utahovací moment | $[\text{N} \cdot \text{mm}]$ |
| n | počet šroubů | [-] |
| p | tlak | [Pa/bar] |
| Ra | drsnost | $[\mu\text{m}]$ |
| r | poloměr | [mm] |
| s,l | délka | [mm] |
| S | plocha | $[\text{mm}^2]$ |
| U | napětí | [V] |
| α | vrcholový úhel závitu | [°] |
| β | úhel stoupání závitu | [°] |
| θ | třecí úhel | [°] |
| σ | normálové napětí | [MPa] |
| ρ | hustota | $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ |
| Δ | nominální přesah | $[\mu\text{m}]$ |

0 Úvodní slovo

Vývoj efektorů je nedílnou součástí vývoje robotiky jako takové. Efektory, ať už mechanické, magnetické nebo podtlakové jsou součástí většiny průmyslových robotů. Vyskytují se ve velké míře ale také u robotů mobilních. Efektor může být navržen jako součást koncového ramene robota a je tedy neodnímatelný.

Popřípadě je efektor opatřen tzv. interfacem, ten zajišťuje propojení efektoru s koncovou částí robota, která je realizována na posledním stupni orientačního ústrojí. Obě části interface na robota i na efektoru si musí tvary, rozměry i parametry odpovídat a jsou předepsány normou ISO a dnes dodržovány všemi výrobci. Interface musí zajistit nejen přesné a tuhé propojení efektoru, ale také propojení energetické a informační kabeláže a potrubí. V tomto případě je efektor upevněn pomocí šroubů a výměnu jednotlivých efektorů zajišťuje mechanik na daném pracovišti. V případě velkosériové výroby, kdy robot vykonává stále stejnou operaci po řadu dnů či týdnů tento typ efektoru, kde jeho výměna může trvat řádově několik desítek minut, může být použit.

Existují však aplikace, kde potřebujeme zajistit automatickou výměnu efektorů v řádech sekund. Jedná se například o robotizované technologické pracoviště, kdy robot vykonává více technologických či manipulačních operací, popř. obsluhuje pracoviště s vysokou variací výrobního programu. Dalším příkladem může být mobilní zásahový robot, jenž může být nasazen například při pyrotechnickém zásahu a kde potřebuje více mechanických či technologických efektorů. [1]

1 Rešerše vyměnitelných efektorů a zásahových MR

V dnešní době existuje několik společností, které se zabývají vývojem a výrobou efektorů s automatickou výměnou. Mezi jednu z největších patří nadnárodní společnost SCHUNK založena v Německu v roce 1945, která má zastoupení ve více než 50 zemích celého světa. Společnost se zabývá výrobou především upínací techniky a uchopovacích systémů.

Další společnost, která se mj. zabývá výrobou automaticky výměnných efektorů je americká společnost Accurpress. Mezi hlavní portfolio této společnosti patří automatizované stříhací a tvářecí lisy, kde jsou polotovary odebírány roboty, jež využívají technologie automatické výměny efektorů, pro možnost rychlé reakce na změnu výrobního profilu. Jako další může být zmíněna například společnost Ati industrial automation, Bosch, Carat, Benteler nebo Econopak.

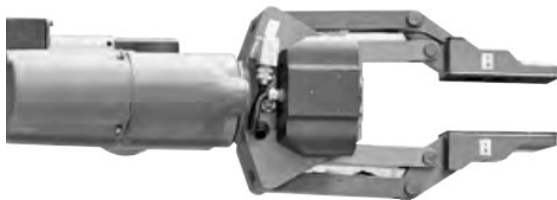
Společností, které se zabývají zásahovými roboty, je také celá řada. Za zmínku stojí především společnost Telerob GmbH, známá také pod obchodní značkou Cobham Unmanned Systems, která stojí za vývojem a výrobou zásahového robotu tOEDor (Explosive Ordnance Disposal). Tento robot sestává z pásového podvozku a ramene s šesti stupni volnosti. Konec ramene je vybaven přírubou pro automatickou výměnu jednak aktivních efektorů a také technologických modulů. Vše je doplněno o příslušenství pro doplňkové funkce robotu. Mezi další zásahové roboty patří například PIAP (GRYF, SCOUT), iRobot (310,510,710), TALON nebo CUTLASS.

1.1 Analýza efektorů zásahových robotů

Vybavení koncového členu ramene zásahových robotů může být obecně rozděleno do 3 skupin. Jedna se může jednat o úchopné efektory, dále technologické moduly a zařízení, která nespadají ani do jedné z těchto dvou kategorií se řadí do příslušenství pro doplňkové funkce efektorů.

1.1.1 Úchopné efektory

Tento typ efektorů slouží pro uchopení a manipulaci s OM a v hojné míře se s nimi setkat také u průmyslových robotů. Základní dělení těchto efektorů je na mechanické, magnetické a podtlakové. Každá z těchto kategorie se poté dále dělí na aktivní a pasivní. Při výběru tvaru čelistí je potřeba znát tvar a orientaci OM. Podle tohoto hlediska lze rozlišit např. čelisti pro prizmatické (obr. 1.1), nebo sférické (obr. 1.2) uchopení. Tyto druhy efektorů spadají do kategorie mechanických efektorů.



Obr. 1.1 - Prizmatické čelisti



Obr. 1.2 - Sférické čelisti

Dalším typem může být například magnetický typ efektoru (obr. 1.3). Zde je důležité zda zvolit levnější variantu – permanentní magnet, či dražší a náročnější – elektromagnet. Permanentní magnet totiž spolu s nízkou cenou přináší značnou komplikaci v tu chvíli, kdy je potřeba se zbavit OM. Lze tudíž použít pouze u aplikací, kdy je nutno OM uchopit, ale odstranit jej musí např. operátor či je k odstranění potřeba nějaký přípravek. Mezi pasivní mechanický efektor lze zařadit např. uchopení za hák či karabinu (obr. 1.4).



Obr. 1.3 - Magnetické uchopení



Obr. 1.4 - Uchopení na karabinu

Zásahové roboty mohou mít hmotnost od několika kilogramů až po několik set kilo při velikosti blízké se velikosti osobnímu autu. Právě takovéto zásahové mobilní roboty mohou být vybaveny speciálními magnetickými čelisti a navijákem pro uchopení a odtah automobilů (obr. 1.5).



Obr. 1.5 - Efektor pro uchopení a odtah automobilů

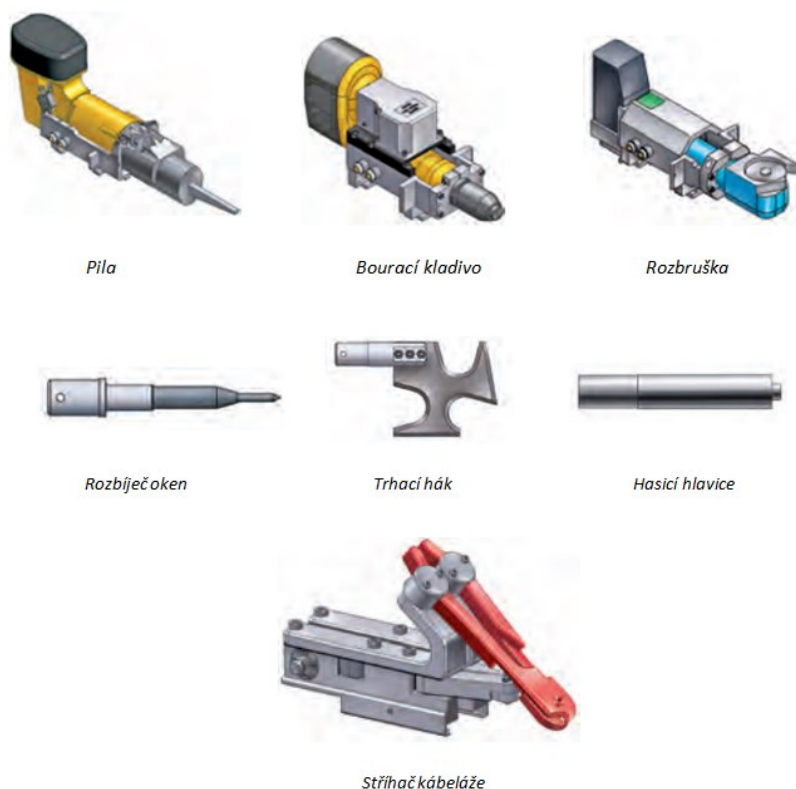
Jiné nasazení zásahových mobilních robotů může být při chemických haváriích. Pro tyto situace může být MR vybaven speciálním efektem pro odběr a uchování vzorků (obr. 1.6). Využití těchto efektorů je především v kosmickém prostoru, kdy jsou odebírány vzorky horniny a MR, který je vybaven laboratoří, tyto vzorky analyzuje a informace zasílá na zem.



Obr. 1.6 - Speciální konstrukce pro odběr vzorků

1.1.2 Technologické moduly

Koncové rameno zásahového mobilního robota kromě klasických efektorů vybaveno také technologickými moduly. Tyto moduly na rozdíl od úchopných efektorů neslouží pro manipulaci s OM, ale k technologickým účelům, jež mohou být vykonávány při zásahu robota. Na obr. 1.7 je přehled některých používaných technologických modulů. Opět jde zde nasnadě rozdělení na aktivní a pasivní. Mezi aktivní patří kupříkladu pila, bourací kladivo nebo rozbruška, jež mohou být používány při záchraně lidí po zemětřesení ze sutin. Dále lze zmínit např. hasicí hlavice, která najde své použití při hasičských pracích. Mezi zástupce pasivních modulů lze zařadit rozbíječ oken nebo trhací hák.



Obr. 1.7 – přehled vybraných technologických modulů

1.1.3 Příslušenství pro doplňkové funkce efektorů

Efektory mohou obsahovat v menší či větší míře příslušenství, jež zajišťuje doplňkové funkce efektorů. Nevykonávají tedy žádnou manipulační ani technologickou činnost, ale

mohou zajistit autonomitu MR popř. zajistí lepší manipulaci s robotem operátorovi, který jej ovládá ze vzdáleného místa a nevidí na něj. V tomto případě je MR robot vybaven jednou, či více kamerami. Obraz je přenášen na stanoviště operátora, kde operátor může sledovat snímání obraz.

Někdy však samotná kamera nestačí. Při zhoršených světelných podmínkách je nejjednodušší umístit na MR osvětlovací modul (obr. 1.8). Když je zapotřebí, aby nebyl MR odhalen, je možno jej vybavit speciální kamerou pro noční vidění (obr. 1.9). Jinou alternativou je být termo kamera (obr. 1.10), která může najít své uplatnění při záchranných pracích, kdy jsou postižené osoby zavaleny sutinami a nejde je vidět, avšak vyzařují tělesné teplo, které tento druh kamery dokáže zachytit. Operátor má tedy poté přehled o počtu a rozmístění osob na daném místě.



Obr. 1.8 - LED modul



Obr. 1.9 - Termo kamera



Obr. 1.10 - Noční vidění

Při pyrotechnickém zásahu lze uplatnit rám pro rentgenové snímání (obr. 1.11). Tento rám je umístěn na koncový člen ramene a lze s ním rentgenově snímat potenciálně nebezpečné objekty. Operátor tedy může zjistit hrubou strukturu takového potenciálně nebezpečného objektu, aniž by jej musel otevřít a předejde tak případné explozi, které by mohla při narušení struktury objektu nastat. [9]



Obr. 1.11 – Rám pro rentgenové snímání

1.2 Mechanismy pro výměnu efektorů a technologických modulů

V této části budou popsány základní principy výměny efektorů, které jsou dnes používány. Jak již bylo zmíněno výše, efektor musí být vybaven interfacem a koncový člen manipulátoru jeho protikusem, aby mohlo dojít k vzájemnému spojení. V první řadě musí být tedy zajištěn způsob pro automatické či poloautomatické spojení těchto dvou částí a dále musí být zajištěna také automatické nebo poloautomatické odejmutí efektoru. Toto je dostačující při použití pasivních efektorů. Při použití aktivních efektorů však musí interface zajišťovat také buďto přenos elektrické nebo pneumatické energie v závislosti na druhu používaných pohonů efektorů. V neposlední řadě musí být interface vybaven také konektory pro přenos elektrického signálu, který zajišťuje řízení pohonů, sensorů aj.

1.2.1 Automatická výměna

Při automatické výměně musí dojít k výměně bez jakéhokoliv zásahu obsluhy. Musí tedy dojít k uchycení efektoru a zajištění průchodu energií a informací. Systém tedy musí obsahovat mechanismus, která bude zajišťovat spojení efektoru s koncovým ramenem robota. Systém tedy pracuje automaticky v případě průmyslového využití anebo je výměna řízena ze vzdáleného pracoviště operátora.

➤ Princip pneumatického válce a kuželem s kuličkami

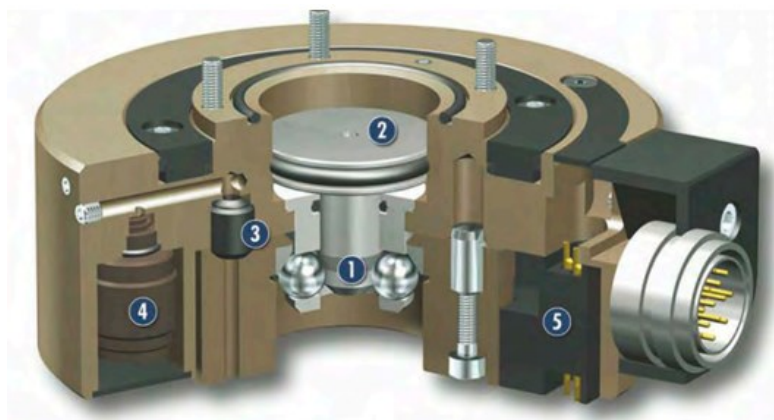
- Schunk SWS-I

Tento princip patří v dnešní době k nejvyužívanějším principům automatického výměny efektorů. Nabízí jednoduché a kompaktní řešení, které je zároveň spolehlivé. Na obrázku č. 1.12 je znázorněn výměnný systém firmy Schunk s označením SWS-I. Mechanismus se skládá ze dvou částí. Větší interface je umístěn na koncovém rameni robota a menší je umístěn na efektoru.



Obr. 1.12 – Schunk SWS-I

Princip činnosti tohoto mechanismu je zřejmý z obrázku č. 1.13. Interface, umístěn na koncovém rameni robota je vybaven pneumatickým válcem. Tento pneumatický válec je zakončen kuželem, okolo kterého je několik kovových kuliček. Kuličky jsou umístěny v kleci tak, aby bylo zamezeno jejich vypadnutí. Před uchycením efektoru je kužel zasunut a kuličky jsou tedy také zasunuty v kleci. Rameno najede nad efektor a zasune interface do protikusu. Díra interface je navržena tak, aby válec s kuličkami při zasunutí kuliček bez problému



prošel. Poté ale dojde k vysunutí válce a tím i k vysunutí kuliček, což zajistí nemožnost vysunutí interfacu a protikusu. Po ukončení technologické operace dojde opět k zasunutí válce, kuličky zapadnou a efektor může být uvolněn.

Obr. 1.13 – Quick change system – Schunk SWS I

Celý mechanismus se tedy sestává z:

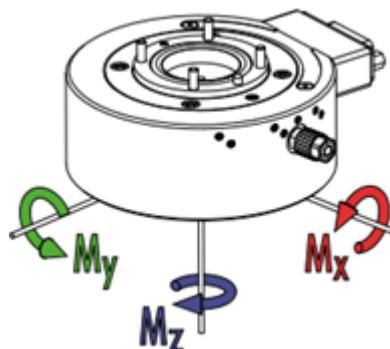
- 1- Uzamykacího mechanismu – zajišťující uchycení efektoru
- 2- Pneumatického válce – zajišťuje pohyb kužele
- 3- Pneumatické spojky – pro přenos pneumatické energie mezi ramenem a efektozem
- 4- Pneumatického ventilu – pro regulaci tlaku
- 5- Elektrické spojky - pro přenos elektrické energie a signálu



Obr. 1.14 – Detailní pohled

Obrázek č. 1.14 nabízí detailní pohled na kuličky během uzamykání. Obrázek vlevo – efektor je částečně zasunut, ale válec ještě není zcela zasunut. Obrázek vpravo – válec je plně zasunut a tím je pevně ukotvena i kulička v drážce a celý efektor je tedy pevně připevněn k rameni robota. Tabulka 1.1 obsahuje parametry tří typu vyměnitelných mechanismů.

| | |
|---|-------------|
| Maximální zatížení [kg] | 16 |
| Max. vzdálenost pro připojení [mm] | 3 |
| Uzamykací síla [N] | 1068 |
| Počet pneumatických připojení | 4x7bar - M5 |
| Počet elektrických připojení | 6x3A/50V |
| Hmotnost [g] | 590 |
| Maximální momentové zatížení - Osa x [Nm] | 25 |
| Maximální momentové zatížení - Osa y [Nm] | 25 |
| Maximální momentové zatížení - Osa z [Nm] | 34 |



Tab. 1.1 – Parametry výměnného mechanismu Schunk SWS I

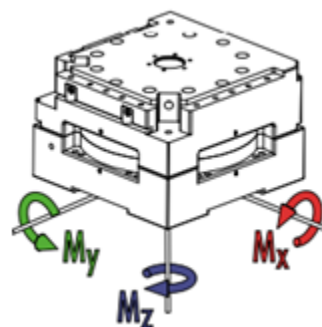
- Schunk SWS – L

Tento druh mechanismů pro automatickou výměnu efektoru se vyrábí pro maximální zatížení od jednotek až po stovky kilogramů. Na trhu lze ale i nalézt mechanismy pro zatížení v řádu tun. Ty se vyznačují velikou robustností, použitím materiálů vyšší jakosti a také použitím je jednoho, ale několika pneumatických válců s kuličkami. V tabulce 1.2 jsou opět vypsány základní parametry. Tento druh výměnného mechanismu je opravdu robustní a při váze 7,7 kg je schopen uzvednout objekt manipulace o váze až 225 kg.



Obr. 1.15 Schunk SWS – L

| | |
|---|-------|
| Maximální zatížení [kg] | 225 |
| Max. vzdálenost pro připojení [mm] | 2 |
| Uzamykací síla [N] | 31150 |
| Hmotnost [kg] | 7.7 |
| Maximální momentové zatížení - Osa x [Nm] | 2700 |
| Maximální momentové zatížení - Osa y [Nm] | 2700 |
| Maximální momentové zatížení - Osa z [Nm] | 2260 |



Tab. 1.2 – Parametry výměnného mechanismu Schunk SWS – L

- Schunk SWS-001

Opakem této masivní konstrukce je jiná série mechanismů vyměnitelných efektorů od firmy Schunk s označením SWS-001. Tento systém dokáže zvládnout objekt manipulace o maximální váze 1 kg. Na tomto místě je dobré uvést, že výrobce v datasheetu udává vždy



maximální zatížení, které výměnný mechanismus snese a to bez hmotnosti efektoru. Vybíráme-li tedy mechanismus, musím znát jednak hmotnost objektu manipulace ale také hmotnost efektoru. Tento typ mechanismu využívá stejného principu pneumického kužele, který se vysouvá a tím vytlačuje kuličky, které zapadají do důlků na dvou válcích, které jsou na interfacu na straně efektoru. Kvůli zmenšení mechanismu je však válec oproti mechanismu, uvedenému výše otočen o 90°. [10]

Obr. 1.16 – Schunk SWS-001

| | |
|---|------|
| Maximální zatížení [kg] | 1 |
| Počet pneumických připojení | 4 |
| Počet elektrických připojení | 8 |
| Maximální momentové zatížení - Osa x [Nm] | 0.35 |
| Maximální momentové zatížení - Osa y [Nm] | 0.35 |

Tab. 1.3 – Parametry výměnného mechanismu Schunk SWS - 001

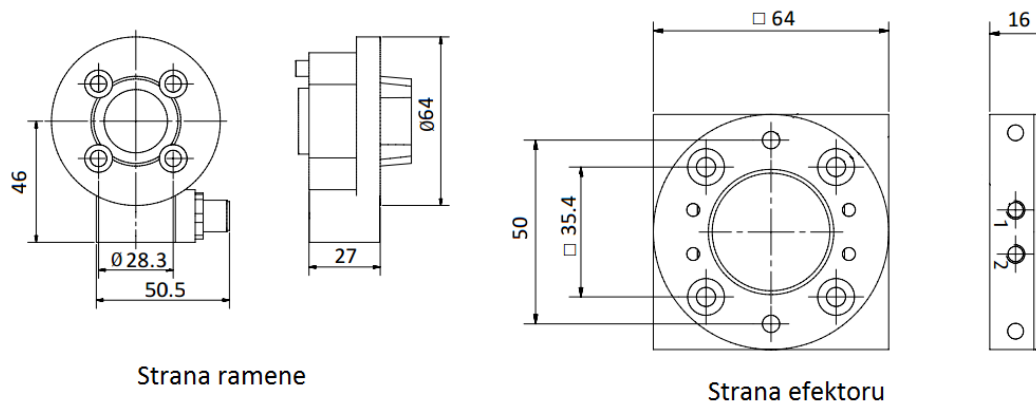
- Fipa- ASR

Ve výše uvedených případech, kdy jsou vždy drážky pro uchycení kuličem po celém obvodu ineterfacu efektoru musí být zajištěn mechanismus proti otáčení kolíky nebo jiným řešením tvarového styku. Firma Fipa však nabízí mechanismus, kdy jsou pro kuličky vyvrtány drážky. Tento způsob zajišťuje lepší ukotvení obou součástí a zajistí znemožnění pohybu jak v axiálním tak i v radiálním směru bez nutnosti použití kolíků.



Obr. 1.17 – Mechanismus firmy Fipa- ASR

Tento systém využívá stejného principu jako mechanismy společnosti Schunk, akorát namísto kuliček jsou použity objemové prvky s ovládnou základnou. Tato změna má za úkol zvětšení styčných ploch v místě dotyku a tím i zvýšení možného zatížení. Pro manipulaci s OM při stejné hmotnosti je tedy možno použít mechanismus s těmito tvarovými prvky, který bude menší, kompaktnější a levnější než mechanismu s kuličkami.

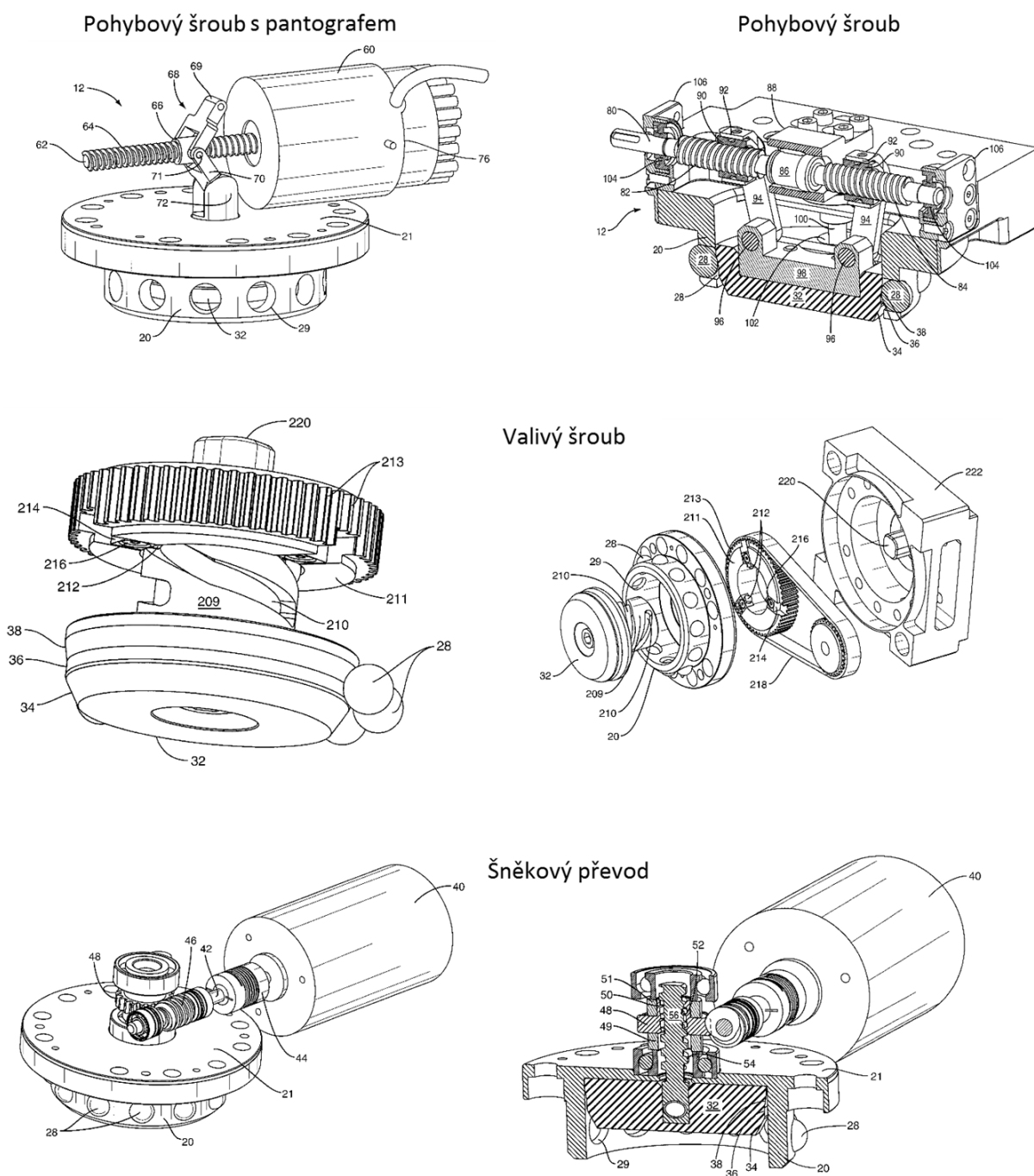


Obr. 1.18 – Rozměry výměnného mechanismu

| | |
|-----------------------------------|------|
| Maximální zatížení [kg] | 20 |
| Počet pneumatických přípojek | 4xM5 |
| Maximální momentové zatížení [Nm] | 150 |
| Provozní tlak [bar] | 6 |
| Počet elektrických připojení | 8 |
| Provozní napětí [V] | 60 |
| Proudový odběr [A] | 2 |
| Stupeň krytí | IP54 |
| Hmotnost [g] | 580 |

Tab. 1.4 – Parametry výměnného mechanismu Fipa – ASR

Uvedený mechanismus pro výměnu efektorů je dnes velice rozšířený. Nabízí ho celá řada výrobců v nejrůznějších provedeních. Zachovává se vždy princip vytlačení kuliček, ale způsobů realizace lineárního pohybu kužele najdeme nepřeberné množství. Od jednoduchých principů, kdy je použit pneumatický válec až po složité systémy, kdy je rotační pohyb převedený pomocí nejrůznějších převodů a mechanismů převeden na pohyb translační. Některé složitější systémy jsou znázorněny na obrázku č. 1.19.



Obr. 1.19 – Principy realizace translačního pohybu

➤ Princip palce a kuliček

• Schunk MWS 20

S tímto systémem přichází na trh firma Schunk. Jedná se o řadu s označením MWS a jde o typ mechanismu, který svými rozměry spadá do kategorie mini. Opět se zde jedná o systém kuliček, které se zasouvají do drážky. V tomto případě je zasunutí kuliček zajištěno pootočením palce. Automatizace výměny je zajištěna propojením se stanovištěm, realizující výměnu. Na tomto stanovišti je efektor odložen, a pohyb palce je realizován dvěma lineárními pohony. Princip tohoto mechanismu je zřejmý z obr. 1.21.

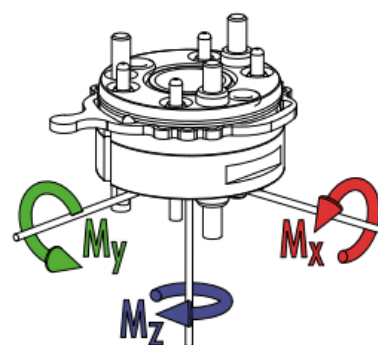


Obr. 1.20 - Schunk MWS 20



Obr. 1.21 – Stanoviště pro výměnu efektorů

| | |
|---|--------|
| Maximální zatížení [kg] | 0.5 |
| Počet pneumatických přípojení | 2 |
| Počet elektrických přípojení | 4 |
| Provozní napětí [V] | 24 |
| Proudový odběr [A] | 1 |
| Hmotnost [g] | 16 |
| Uzamykací síla [N] | 7 - 13 |
| Maximální momentové zatížení - Osa x [Nm] | 0.5 |
| Maximální momentové zatížení - Osa y [Nm] | 0.5 |
| Maximální momentové zatížení - Osa z [Nm] | 0.2 |
| Vnější průměr [mm] | 20 |
| Výška [mm] | 10 |

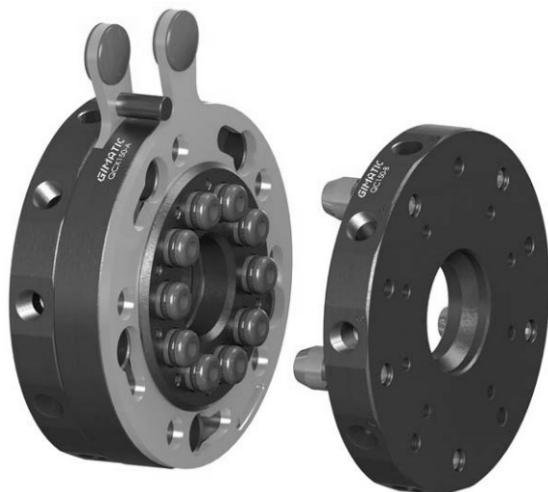


Tab. 1.4 – Parametry výměnného mechanismu Schunk MWS 20

➤ Princip palce a kulisy

- Gimatic – QC
- Weme – WGS

Výměnné mechanismy tohoto typu vyrábí 2 firmy – Gimatic a Weme. Využívají v podstatě totožný princip, kdy je jedna strana opatřena několika kolíky, které zapadnou do protikusu, kdy při pootočení palce dojde k zajištění kolíků proti vysunutí. Tento princip je zřejmý z obrázku č. 1.22. a 1.23. Tento systém může být využit jako poloautomatický, kdy výměnu zajišťuje obsluha daného pracoviště anebo je pracoviště vybaveno standem pro výměnu, tak jako je to v případě výměny na principu palce a kuliček, který je zmíněný výše. Firma Gimatic vyrábí sérii těchto výměnných mechanismů v řadě od vnějšího průměru mechanismu 50 až po 200 mm.

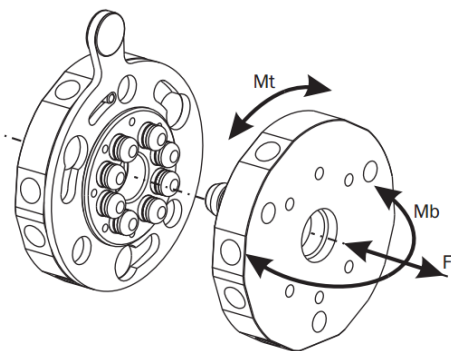


Obr. 1.22 – Gimatic QC150



Obr. 1.23 – Weme – WGS

| Sériové označení | QC50 | QC90 | QC150 | QC160 | QC200 |
|------------------------------|------|------|-------|-------|-------|
| Hmotnost [g] | 168 | 545 | 1950 | 2100 | 4530 |
| Vnější průměr [mm] | 50 | 90 | 150 | 160 | 200 |
| Výška [mm] | 68 | 68 | 94 | 94 | 111 |
| Maximální zatížení - F [N] | 150 | 400 | 1000 | 100 | 2000 |
| Maximální zatížení - Mt [Nm] | 20 | 100 | 250 | 250 | 600 |
| Maximální zatížení - Mb [Nm] | 10 | 60 | 100 | 100 | 300 |



Tab. 1.5 – Parametry výměnného mechanismu Gimatic

1.2.2 Poloautomatická výměna

V této podkapitole bude zmíněno několik principů poloautomatické výměny. Jedná se tedy o výměnu, které probíhá v jednotkách sekund, ale ke které je však potřeba obsluha pracovníka. Jeho úkolem je pouze přiložit efektor na koncové rameno do požadované polohy, a pomocí několika pohybů připevní efektor ke koncovému rameni robotu. Důležité je, že k této výměně není potřeba žádného nářadí. Pohyby obsluhy by se tedy jednoduše daly nahradit pohyby, vykonávané pohonem. Záleží tedy na zvážení, jestli se taková implementace akčního prvku do systému vyplatí, či nikoliv.

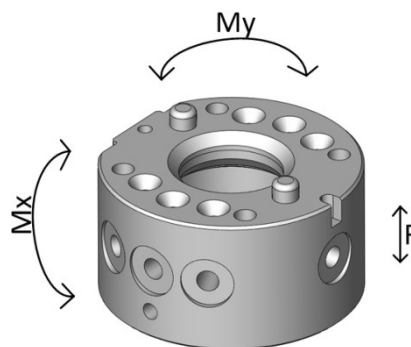
- Zimmer tool changer HWR

Tento mechanismus nápadně připomíná mechanismus z kapitoly 1.2.1. V zásadě se jedná o podobný systém, kdy zůstává zachován princip vysunutí kuliček, které poté zapadnou do drážky. Rozdílný je zde způsob realizace výsuvu kuliček. Zatímco v předchozím případě zajišťoval posun kužele pneumatický válec, v tomto případě je výsuv kuliček zajištěn pootočením páčky, které je spjata s mechanismem uvnitř konstrukce, který tvarově zajišťuje vysunutí kuliček v jedné poloze a zasunutí kuliček v poloze druhé. Mechanik tedy při pootočení páčky o několik desítek stupňů zajistí uchycení efektoru. Tento pohyb by se dal tedy nahradit jednoduchým elektromotorem, který by zajišťoval tento rotační pohyb namísto mechanika.



Obr. 1.24 - Zimmer tool changer HWR63

| Sériové označení | HRW63 | HWR80 |
|--|-----------|-----------|
| Hmotnost [kg] | 0,75 | 1,14 |
| Nosnost [kg] | 50 | 50 |
| Vnější průměr [mm] | 80 | 100 |
| Výška [mm] | 100 | 100 |
| Maximální zatížení - F [N] | 1200 | 1500 |
| Maximální momentové zatížení - Mx [Nm] | 200 | 300 |
| Maximální momentové zatížení - My [Nm] | 200 | 300 |
| Počet pneumatických přípojek | 6 | 6 |
| Počet elektrických připojení | volitelně | volitelně |



Tab. 1.6 – Parametry výměnného mechanismu Zimmer HWR

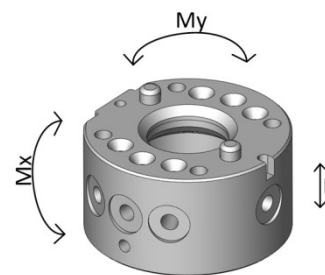
- Zimmer tool changer HWR2000

Jiný způsob uzamykacího mechanismu je zřejmá z obrázku č. 1.25. Interface na straně robota je vybaven oválnou tvarovou zástrčkou. V proti kusu je vybrání odpovídající velikosti zástrčky. Princip je ten, že dojde k orientaci zástrčky tak, aby předně zapadla do vybrání, a po jejím zasunutí dojde k jejímu pootočení o 90°, což zajistí pevné spojení obou součástí. Pojistkou proti samovolnému otočení zástrčky je v tomto případě zkrutná pružina. A tak jako v předchozím případě, rotační pohyb, který musí vykonat obsluha příslušného pracoviště, by mohl být zajištěn rotačním pohonem.



Obr 1.25 - Tool changer Zimmer HWR2000

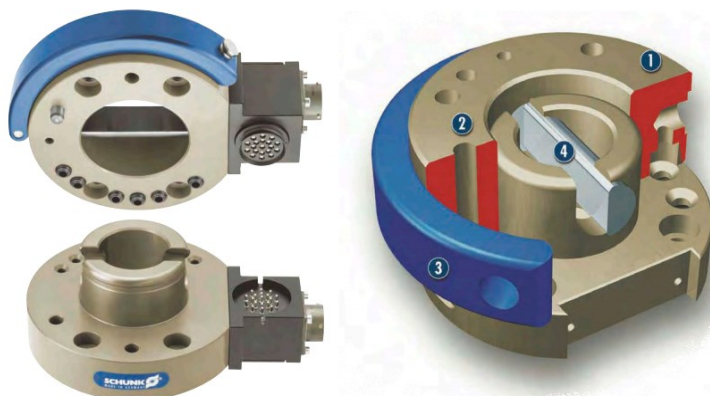
| Sériové označení | HRW2031 | HWR2040 | HWR2050 |
|--|-----------|-----------|-----------|
| Hmotnost [g] | 13 | 152 | 138 |
| Nosnost [kg] | 5 | 10 | 20 |
| Vnější průměr [mm] | 40 | 50 | 63 |
| Výška [mm] | 37 | 37 | 37 |
| Maximální zatížení - F [N] | 1000 | 1200 | 1600 |
| Maximální momentové zatížení - Mx [Nm] | 25 | 50 | 70 |
| Maximální momentové zatížení - My [Nm] | 30 | 55 | 80 |
| Počet pneumatických přípojek | 4 | 4 | 8 |
| Počet elektrických připojení | volitelně | volitelně | volitelně |



Tab. 1.6 – Parametry výměnného mechanismu Zimmer HWR

- Schunk HWS

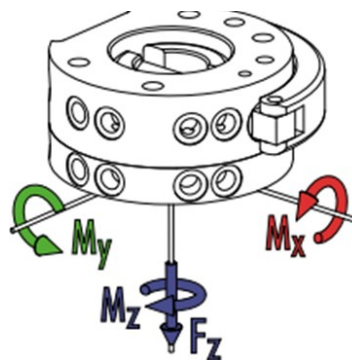
Novější a ne tak rozšířený systém poloautomatické výměny efektorů uvedlo na trh několik firem, například již několikrát zmíněná firma Schunk. Dále touto technologií disponuje firma Benteler, jež se specializuje na automobilový průmysl, dále je možno zmínit společnost Carat, jež vyrábí robotické buňky pro vrtání, stříhání anebo lakování nebo firma Econpark, jež se specializuje na technologii balení. Tyto firmy nabízejí mechanismy pro automatickou výměnu efektorů mnoha tříd, jež se liší velikostí, tvarem anebo nosností. V principu však využívají stejný princip, který je zřejmý z obrázku č. 1.26. Opět se jedná o interface na koncovém členu ramene robota válcového tvaru s válcovým vybráním, do kterého zapadá protikus na efektoru. Tento mechanismus je velice jednoduchý a spočívá v tom, že na straně ramene je palec (obr-pozice 4), který zajede do drážky, umístěné na interfacu efektoru. Tato drážka má specifický tvar pro to, aby umožnila průchod půlválce při stanovené poloze, avšak po otočení o 180° dojde k pevnému a spolehlivému spojení obou součástí.



Obr. 1.26 – Schunk HWS

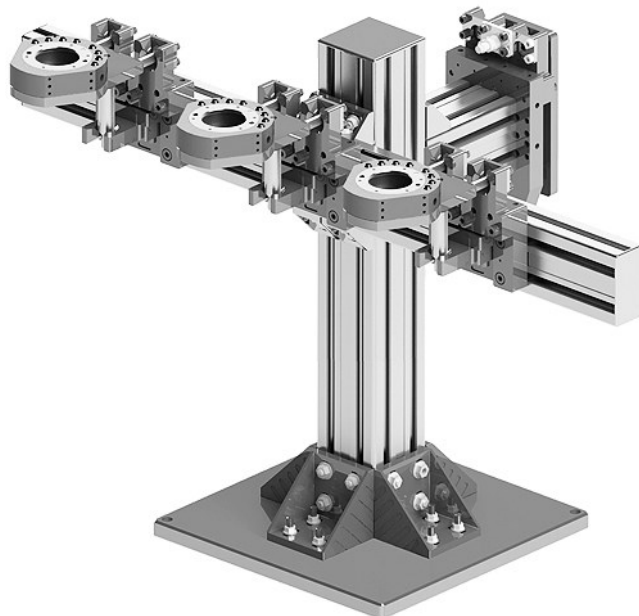
Otočení půlválce je zde realizováno pootočením páčkou (obr-pozice 3). Důležitým aspektem, který platí i pro předchozí typ mechanismu je správná orientace ramene vůči efektoru. V případě, že by se jednalo o pasivní efektor a nedocházelo by tedy k přenosu energií a signálu, tak u prvního typu mechanismu, tedy u pneumatického válce a kuželem s kuličkami, by natočení v rámci os interfacu ramene a efektoru mohlo být náhodné. V tomto případě, kdy je použit půlválec, je však poloha pro výměnu jednoznačně stanovena.

| | |
|---|--------|
| Maximální zatížení [kg] | 8 |
| Hmotnost [g] | 220 |
| Vnější průměr [mm] | 40 |
| Počet pneumatických připojení | 2 x M5 |
| Maximální zatížení - F_z [N] | 700 |
| Maximální momentové zatížení - Osa x [Nm] | 50 |
| Maximální momentové zatížení - Osa y [Nm] | 50 |
| Maximální momentové zatížení - Osa z [Nm] | 40 |



Tab. 1.7 – Parametry výměnného mechanismu Schunk HWS

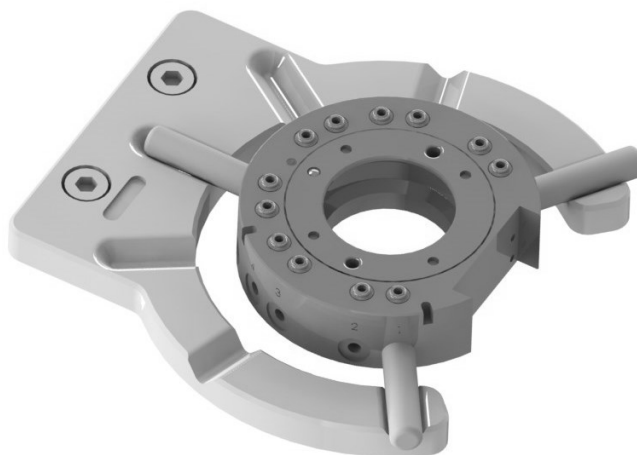
Na závěr této podkapitoly by bylo dobré zmínit, že nedílnou součástí mechanismu pro automatickou výměnu efektorů je i stanoviště pro odkládání efektorů. Zde dochází z odložení efektorů a uchycení nového, potřebného efektoru. Tato stanoviště jsou vybavena potřebným



Obr. 1.27 - TSM Modular Tool Stand

počtem efektorů, v závislosti na složitosti operace, kterou vykonává robot a na požadavcích na spektrum potřebných efektorů. Jak již bylo zmíněno výše, i samotné stanoviště pro odkládání efektorů může zajišťovat automatickou výměnu. Ukázka takového stanoviště je na obrázku č. 1.27. Jedná se o modulární systém firmy ATI Industrial Automation. Jelikož se tedy jedná o modulární konstrukci, může být stanoviště vybaveno různým počtem držáku efektoru nejrůznějších typů. [15]

Při výměně je především důležité to, aby robot najel do předem stanovené pozice, ve které si odebere efektor. Důležitá je tedy také správná orientace efektoru na stanoviště. Přesnost polohování robota pro správné uchycení efektoru musí být většinou 1 mm. Stanoviště je také ve většině případů vybaveno proximními senzory, které informuje řídicí systém robota o přítomnosti nebo absenci efektoru na stanovišti. V případě větších výměnných systému je toho řešeno tak, že interface na straně efektoru má dostatečnou plochu na to, aby mohl být odložen na stanoviště a aby zde bylo ještě dostatek místa pro efektor, přesná poloha se v tomto případě zajišťuje kolíky. V případě menších efektorů musí být výměnný mechanismus vybaven kolíky, které zajistí odložení na stanovišti – obr. 1.28.



Obr. 1.28 – Odkládací plocha pro efektor

1.3 Přenos energií a signálů

Ve většině případů jsou na koncových ramenech robotů umístěny aktivní efektory. Tedy efektory, jež dále realizují nějakou činnost a potřebují tedy ke své činnosti energii ať už v podobě energie elektrické, pneumatické anebo hydraulické. V případě, že je potřeba zajistit řízení pohybu efektoru, popřípadě přenos obrazu, zvuku či jakékoliv informace, musí výměnný mechanismus obsahovat také konektor pro přenos informací v podobě elektrického signálu.

V dnešní době je většina efektorů poháněna pneumatickou anebo elektrickou energií, hydraulická energie se téměř vůbec nevyužívá. Elektrické pohony jsou využívány ve velké míře hlavně pro své výhody, jež jsou:

- snadno dostupný zdroj energie
- jednoduchost vedení zdroje k efektoru
- jednoduchost spojení s řídicími prvky
- poměrně jednoduchá údržba
- čistota provozu
- relativně nízká hlučnost, malé nároky na chlazení a na celkový instalovaný prostor
- nižší pořizovací, provozní i udržovací náklady

Mají však i některé nevýhody, mezi které například zařadit:

- závislost na dodávce elektrické energie
- značné požadavky na kvalitu provedení všech částí mnohdy složitých systémů
- nebezpečí úrazu elektrickým proudem

Pneumatický pohon je vhodný pro PRaM s jednoduchými pracovními cykly, kdy pracoviště obsahuje několik desítek až stovek pneumatických pohonů, které jsou napojeny na centrální zdroj tlaku. U MR je využití pneumatických pohonů spíše sporadické, takovýto MR by musel obsahovat kompresor, jehož by musel být napájen elektrickou energií. Je tedy lepší rovnou využít energii elektrickou než kombinovat hydrauliku s elektřinou. [1]

- Přenos elektrické energie

V případě přenosu elektrických signálů pro řízení efektoru a elektrické energie pro napájení pohonů efektoru je přenos realizován jedním konektorem, o určitém počtu pinů, závislém na požadavcích efektoru. Efektory jsou ve většině případů vybaveny pohony o nízkých výkonech, vyžadují tedy napájení v nižších napětích a proudech a propojení pomocí pinů je tedy dostačující. Co se týče tvaru konektoru, nejčastěji se používají konektory kruhového nebo obdélníkového tvaru. Je možno však použít jakýkoliv tvar. Důležité je zde myslet na ochranu proti vniknutí kapaliny, aby nedošlo ke zkratování obvodu popřípadě k úrazu elektrickým proudem. Stykové plochy jsou proto vybaveny gumovým těsněním.



Obr. 1.29 -15-ti pinový obdelníkový konektor



Obr. 1.31 – Elektrický konektor pro WGS Quick-Lock Change system

- Přenos pneumatické energie

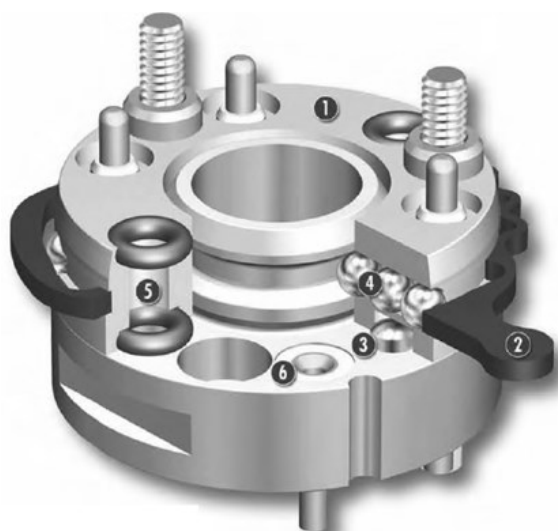
Při použití pneumatické energie se používají tlaky do 0,6 MPa, což odpovídá provoznímu tlaku u centrálních rozvodů. V případě použití samostatného kompresoru se pracuje s tlakem do 1 MPa. Mezi přednosti pneumatického pohonu patří:

- možnost dosažení rychlých lineárních pohybů s velkými zdvihy
- konstrukční jednoduchost, spolehlivost, snadná údržba
- možnost připojení na centrální rozvod stlačeného vzduchu v rámci pohonu
- jednoduchý rozvod bez zpětného odvádění vzduchu z motoru
- možná činnost ve velkém tepelném rozsahu, ve výbušném prostředí a v provozech s nebezpečím vznícení od otevřeného ohně.
- možnost přetížení motoru bez nebezpečí poškození

Skýtá však také nedostatky, které jsou:

- obtížné udržování rovnoměrného pohybu, zejména při malých rychlostech,
- poměrně komplikované mazání prvků mechanismu,
- obtížné řízení rychlosti pohybu a polohy zastavení
- poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu
- drahý provoz (v důsledku netěsností v dlouhých rozvodech) 6 - 8x dražší než u elektropohonů a asi 4x dražší než u hydropohonů

Princip přenosu pneumatické energie je zřejmý z obrázku č. 1.28 – označení 5. Přívod tlaku vzduchu z koncového ramene je přímo napojen na efektor, úniku tlaku je zabráněno použitím těsnicího kroužku. Důležité je zde vyvození dostatečného přítlaku výměnného mechanismu tak, aby nedocházelo k tlakovým ztrátám. [1]



Obr. 1.30 – Přenos pneumatické energie

1.4 Přehled zásahových MR

Na závěr této kapitoly bude zmíněn přehled mobilních zásahových robotů se základními parametry. Jelikož bude systém výměny automatické výměny určen především pro zásahové roboty, je potřeba vědět, jaký druh energie tyto zásahové roboty využívají, jakou mají nosnost, prostředí, kde jsou roboty nasazovány apod.



| | |
|----------------------------------|--|
| <i>Výrobce</i> | <i>Cobham Unmanned Systems</i> |
| <i>DOF</i> | <i>6</i> |
| <i>Typ pohonů</i> | <i>elektrický</i> |
| <i>Nosnost [kg]</i> | <i>20 - 100</i> |
| <i>Hmotnost [kg]</i> | <i>375</i> |
| <i>Max. zatížení robota [kg]</i> | <i>350</i> |
| <i>Rychlost [km/h]</i> | <i>3</i> |

| | |
|----------------------------------|----------------------|
| <i>Výrobce</i> | <i>QinetiQ</i> |
| <i>DOF</i> | <i>2 + 2 efektor</i> |
| <i>Typ pohonů</i> | <i>elektrický</i> |
| <i>Nosnost [kg]</i> | <i>4,5 - 9</i> |
| <i>Hmotnost [kg]</i> | <i>39</i> |
| <i>Max. zatížení robota [kg]</i> | <i>136</i> |
| <i>Rychlost [km/h]</i> | <i>6,5</i> |
| <i>Výdrž baterie [h]</i> | <i>4</i> |



| | |
|------------------------|-------------------------------------|
| <i>Výrobce</i> | <i>Northrop Grumman Remotec</i> |
| <i>DOF</i> | <i>2 + 2 efektor</i> |
| <i>Typ pohonů</i> | <i>Elektrický + hydraulický</i> |
| <i>Nosnost [kg]</i> | <i>25</i> |
| <i>Hmotnost [kg]</i> | <i>39</i> |
| <i>Rychlost [km/h]</i> | <i>12</i> |

| | |
|----------------------------------|-------------------|
| <i>Výrobce</i> | <i>iRobot</i> |
| <i>DOF</i> | 6 |
| <i>Typ pohonů</i> | <i>Elektrický</i> |
| <i>Nosnost [kg]</i> | 35 - 150 |
| <i>Max. zatížení robota [kg]</i> | 68 |
| <i>Rychlost [km/h]</i> | 12,9 |
| <i>Hmotnost [kg]</i> | 166,5 |
| <i>Výdrž baterie [h]</i> | 6 - 10 |



| | |
|--------------------------|------------------------------|
| <i>Výrobce</i> | <i>PIAP</i> |
| <i>DOF</i> | 5 + 1 efektor +1 teleskop |
| <i>Typ pohonů</i> | <i>Elektrický</i> |
| <i>Nosnost [kg]</i> | 15 |
| <i>Rychlost [km/h]</i> | 3,6 |
| <i>Hmotnost [kg]</i> | 38 |
| <i>Výdrž baterie [h]</i> | 2 |
| <i>Stupeň krytí</i> | IP65 |

| | |
|------------------------|-------------------------|
| <i>Výrobce</i> | <i>Northrop Grumman</i> |
| | <i>Remotec</i> |
| <i>DOF</i> | 5 |
| <i>Typ pohonů</i> | <i>Elektrický</i> |
| <i>Nosnost [kg]</i> | 30 |
| <i>Rychlost [km/h]</i> | 4,8 |
| <i>Hmotnost [kg]</i> | 220 |



2 Požadavkové listy

V následující části budou uvedeny požadavkové listy pro jednotlivé navrhované segmenty, které následně vytvoří funkční celek pro subsystém koncového efektoru. Jedná se tedy o:

- Výměnný mechanismus
- Úchopné a technologické efektory
- Zásobník efektorů

| Požadavkový list - výměnný mechanismus | | |
|--|--|---|
| Požadavek | Parametr/y | Poznámka |
| Energie - elektrická | Napětí 24 VDC Silová větev 5 A Signálová větev 6 x 0,5 A | |
| Max. hmotnost mechanismu | 2 kg | |
| Nosnost včetně efektoru | 5 kg | |
| Provoz ve venkovním prostředí | Krytí - IP54 | |
| Automatická výměna efektoru | | výměna proběhne bez jakéhokoli spojovacího materiálu a bez zásahu obsluhy |
| Max. čas výměny | 15 vteřin | najetí nad zásobník z obecné polohy, odložení efektoru, připojení nového efektoru |
| Zajištění proti povolení efektoru | | |
| Pohon mechanismu | Elektrický pohon | |
| Bezpečný přenos energie | | spojovací plochy zajistit proti zásahu člověka el. proudem |
| Jednoduchost konstrukce | | minimalizace počtu komponent pro zvýšení spolehlivosti konstrukce |
| Minimalizace ceny | | |
| Nízká spotřeba energie | | |

Tab. 2.1 – Požadavkový list pro systém automatické výměny

První sloupec požadavkového listu obsahuje požadavek, kladený na systém automatické výměny, v druhém sloupci je parametr náležící tomuto požadavku a v třetím sloupci jsou definovány dodatečné poznámky. Stejně schéma platí pro další dva požadavkové listy.

| Požadavkový list - efektor | | |
|---------------------------------|--|---|
| Požadavek | Parametr/y | Poznámka |
| Energie - elektrická | Napětí 24 VDC Silová větev 5 A Signálová větev 6 x 0,5 A | |
| Max. hmotnost efektoru | 2 kg | |
| Nosnost | 3 kg | |
| Druh efektoru | Čelistový | |
| Provoz ve venkovním prostředí | Krytí - IP54 | |
| Max. rozměry OM | (100 x 125 x 300)mm | |
| Obecný tvar OM | | schopnost úchopu OM z různého tvaru |
| Úchop OM různého materiálu | | schopnost úchopu OM z jakéhokoliv materiálu |
| Úchop OM různé drsnosti povrchu | | schopnost úchopu OM z jakéhokoliv drsnosti |
| Pohon mechanismu | Elektrický motor | |
| Polohové řízení | | motor, zajišťující regulaci polohy |
| Jednoduchost konstrukce | | minimalizace počtu komponent pro zvýšení spolehlivosti konstrukce |
| Minimalizace ceny | | |
| Nízká spotřeba energie | | |

Tab. 2.2 – Požadavkový list pro efektor

Požadavkový list platí pro úchopné aktivní efektory. Dále budou navrženy pasivní technologické efektory. Pro ně platí z tabulky parametry nosnost, maximální rozměry, jednoduchost konstrukce a minimalizace ceny.

| Požadavkový list – zásobník efektorů | | |
|--|------------|---|
| Požadavek | Parametr/y | Poznámka |
| Konstrukce | Modulární | |
| Typ zásobníku | Pasivní | výměna zajištěna výměnným mechanismem, ne samotným zásobníkem |
| Detekce odložení efektoru v příslušné pozici zásobníku | | senzor, detekující prezenci efektoru |
| max. počet efektorů | 5 | |
| Fixace efektoru/modulu při pojezdu robotu | | Udržení efektoru v dané poloze při vibracích a rázech při jízdě robotu v terénu |
| Minimalizace hmotnosti | | |
| Připojovat k robotu přes univerzální spojovací plochu | | |
| Vlastní elektronika pro komunikaci s řídicím systémem | | |
| Nízká spotřeba energie | | |
| Nízká poloha těžiště zásobníku | | |
| Minimalizace ceny | | |

Tab. 2.3 – Požadavkový list pro zásobník efektorů

3 Návrhy jednotlivých koncepcí

3.1 Výměnný mechanismus

V této kapitole bude navrženo několik koncepcí řešení. Varianty byly navrženy na základě specifikací požadavkového listu. Z těchto variant poté budou vybrány varianty optimální, vhodné pro detailnější rozpracování a následně budou podrobeny kritériální analýze. Bude následovat návrh samostatného efektoru, který bude připojen na tento mechanismus automatického výměny efektorů.

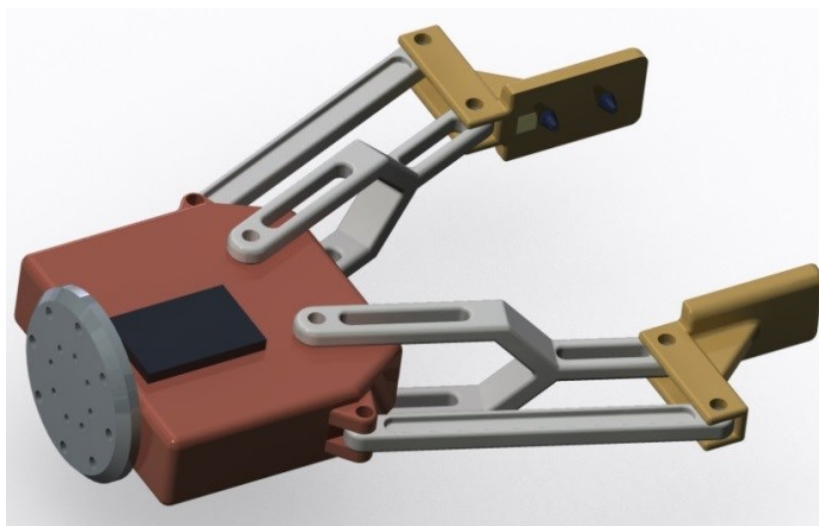
Při návrhu jednotlivých variant výměnného mechanismu byla využita morfologická matice. Využití morfologické matice je při správné volbě proměnných parametrů výhodná a nabídne velké množství variant, které by při klasickém postupu navrhování mohly být opomenuty.

| Morfologická matice - výměnný mechanismus | | | | |
|---|---|------------------|--------------------|-----------------|
| <i>princip výměny</i> | mechanismu s kuličkami a výsuvným kuželem | | otočný palec | palec s kulisou |
| <i>přenos energií</i> | žádný - efektory mají vlastní zdroj | | elektrická energie | |
| <i>přenos signálů</i> | pinový konektor | spojovací plochy | Wi-Fi | Bluetooth |
| <i>Princip aretace</i> | uzamykací mechanismus | brzda | šnekový převod | pohybový šroub |

Tab. 3.1 – Morfologická matice pro systém automatické výměny

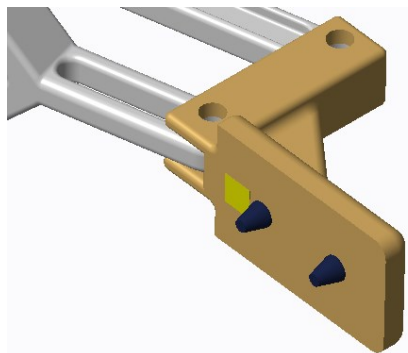
3.1.1 Velké čelisti

Princip této varianty spočívá v tom, že jako systém automatické výměny efektoru budou sloužit velké čelisti, které budou uchopovat jednotlivé jak manipulační, tak technologické efektory. V případě uchopování větších předmětů můžou poté samotné velké čelisti sloužit jako uchopný efektor. Hlavním úkolem tohoto mechanismu je tedy jednak zajistit uchopený efektor proti pohybu a dále zajistit přenos energií. Jedná se o čelisti s paralelogramovou strukturou. Pohyb čelistí je realizován pomocí servopohonu, zapuštěn v základu mechanismu. Zde je potom veden točivý moment na jedno a následně druhé ozubené kolo, jež je spřaženo s jednotlivými profily, které jsou spojeny s čelistmi a díky struktuře paralelogramu čelisti vykonávají lineární pohyb. Tento mechanismus je připevněn ke koncovému ramenu robota pomocí normalizovaného interface.



Obr. 3.1 – Velké čelisti

Čelisti tohoto efektoru jsou speciálně upraveny pro uchopení dalších manipulačních či technologických efektů. Jedna je nutno zajistit efektor proti pohybu. To zajišťuje dvojice kolíků na každé čelisti. Na protikusu jsou zhloubení, do kterých kolíky zapadnou. Nelze



Obr. 3.2 – Spojovací plochy

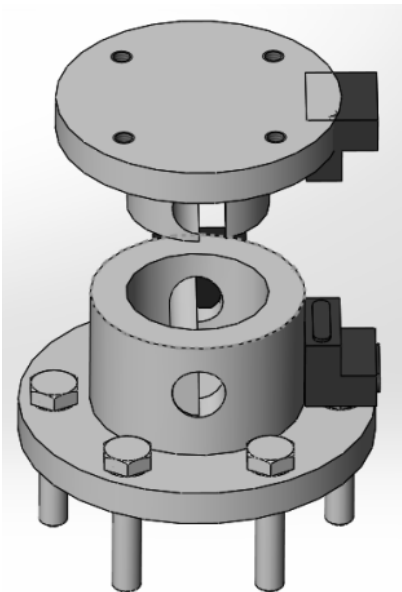
spoléhat pouze na třecí kontakt mezi čelistmi a efektem, jsou zde proto umístěny kolíky 2, které zabrání pohybu ve všech směrech. Dále je nutno zajistit průchod energií a informací. Jak vyplývá z požadavkového listu, tak bude přenášena pouze energie elektrická, bude zde proto jenom jedna plocha s konektory, která bude sloužit jak pro přenos energie tak i signálu.

3.1.2 Výměnný mechanismus s otočným palcem

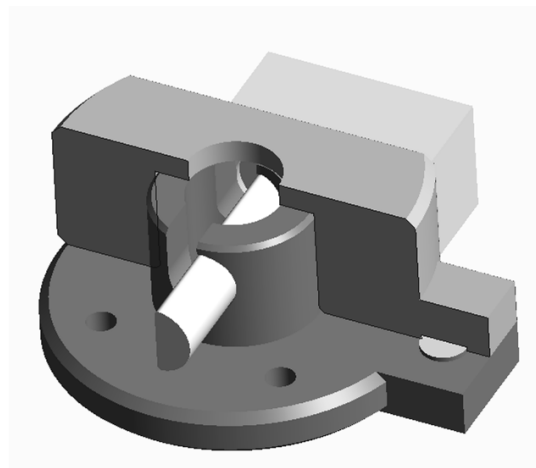
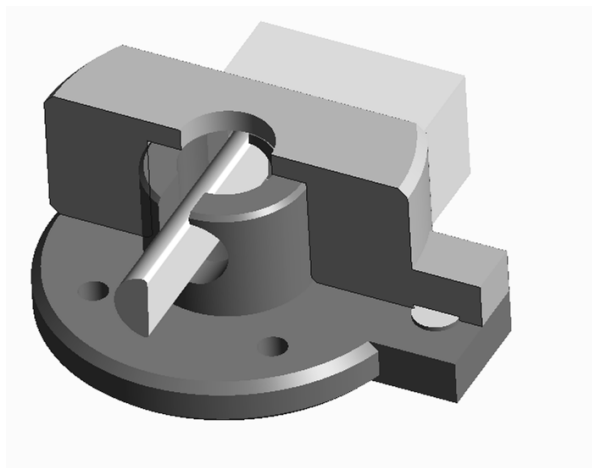
Tento princip automatické výměny efektoru je založen na principu, který je již zmíněn v rešerši. V rešerši se jednalo o poloautomatickou výměnu. Avšak v tomto případě, kdy je mechanismus vybaven servo pohonem, se jedná o systém s automatickou výměnou efektoru. Tento mechanismus spočívá v tom, že na straně ramene je palec, který zajede do drážky, umístěné na interfacu efektoru. Tato drážka má specifický tvar pro to, aby umožnila průchod půlválce při stanovené poloze, avšak po otočení o 180° dojde k pevnému a spolehlivému spojení obou součástí. Jednotlivé protikusy nejsou vybaveny vodicími prvky, jelikož samotným vodicím prvkem je palec, který zapadá do drážky. Existuje tedy pouze jedna

úhlová orientace, kdy může dojít ke spojení obou částí. Obě kusy jsou opět vybaveny plochami pro přenos energií a signálu.

Tento mechanismus spočívá v tom, že na straně ramene je palec, který zajede do drážky, umístěné na interfacu efektoru. Tato drážka má specifický tvar pro to, aby umožnila průchod půlválce při stanovené poloze, avšak po otočení o 180° dojde k pevnému a spolehlivému spojení obou součástí. Jednotlivé protikusy nejsou vybaveny vodicími prvky, jelikož samotným vodicím prvkem je palec, který zapadá do drážky. Existuje tedy pouze jedna úhlová orientace, kdy může dojít ke spojení obou částí. Obě kusy jsou opět vybaveny plochami pro přenos energií a signálu.



Obr. 3.3 – Princip otočného palce

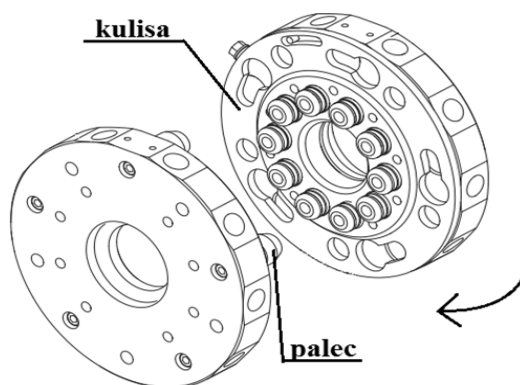


Obr. 3.4 – Odemčeno/Uzamčeno

3.1.3 Palec s kulisou

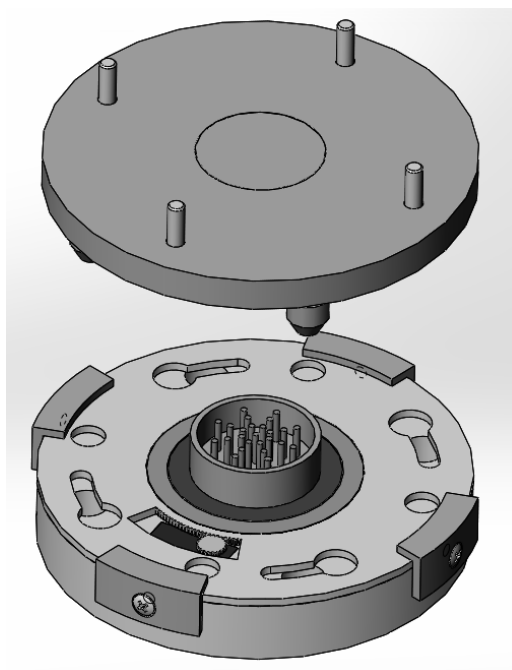
Princip tohoto systému již byl také zmíněn výše v rešerši. Na rozdíl od komerčně vyráběných systému, kdy výměna probíhá poloautomaticky, u tohoto systému by výměna

probíhala plně automaticky. Stačí zajistit rotaci kulisy. Je přitom potřeba síla pouze pro překonání valivého tření kuliček ložiska, na kterém je kulisa osazena. Výhodou tohoto systému by byla možnost vedení signálu a elektrické energie středem, což by zvyšovalo stupeň krytí IP. Palec tvoří zároveň vodící prvky pro správnou orientaci obou prvků.



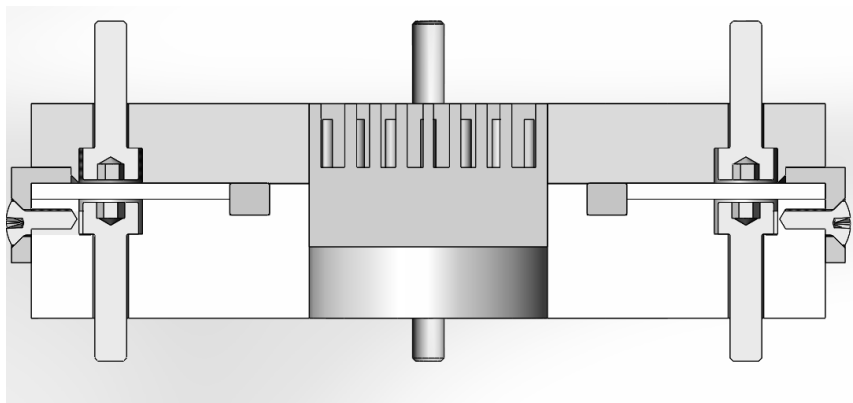
Obr. 3.5 – Palec s kulisou

Dalším krokem v konstrukci této varianty bylo tvorba 3D modelu. Byly navrženy rozměry výměnného mechanismu. Musela být splněna podmínka na připojení mechanismu ke koncovému rameni modulárního robota. Dále musel být model zkonstruován s ohledem na maximální hmotnost, definovanou v požadavkovém listu. Kulisa je uložena v ložisku a její rotace je realizována pomocí servomotoru přes ozubený převod. Mechanismus disponuje celkem 4 palci. Tento počet umožňuje rovnoměrný přenos zatížení. Středem mechanismu prochází konektor pro přenos signálu a energie. Mechanismu bude jak na straně robota, tak na straně efektoru připevněn 4 metrickými šrouby s vnitřním šestihranem v hlavě. Motor je uložen vevnitř mechanismu, což zajistí ochranou funkci, kterou doplní výběr vhodného pohonu s požadovaným stupněm krytí. Dostatečné krytí konektorů zajistí izolační vložka, umístěna mezi ložiskem pro pohyb kulisy a samotným konektorem.



Obr. 3.6 – palec s kulisou

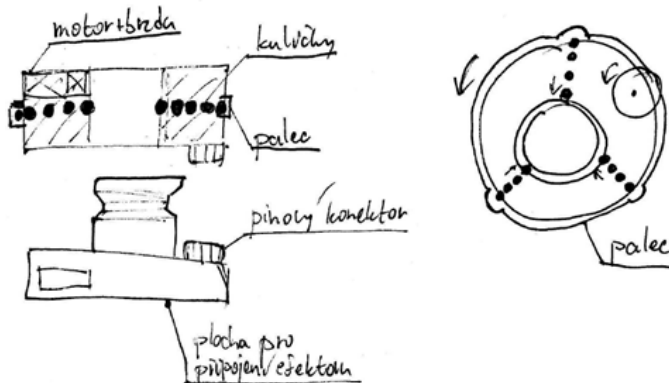
Obrázek č. 3.7 nabízí pohled na řez tímto mechanismem. Mechanismus je dále doplněn čtyřmi čelistmi, umístěných po obvodu mechanismu v rozsahu úhlů po 90°. Tyto čelisti mají za úkol zachytit axiální zatížení vyvozené palci, které budou tlačit na kulisu.



Obr. 3.7 – Řez mechanismem

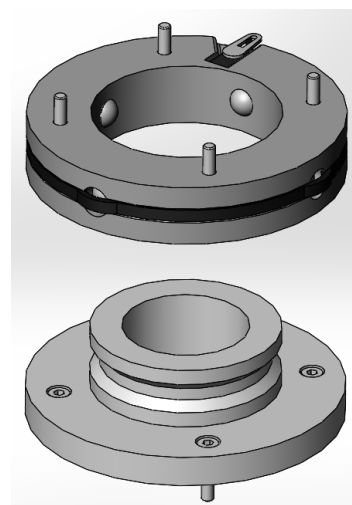
3.1.4 Palec s kuličkami

Poslední variantou je varianta s kuličkami a palcem. Řada kuliček je umístěna od středu k palci, který je vně mechanismu. Pootočením palce dochází k vtlačení kuliček dovnitř, kde zapadnou do drážek protikusu, čímž dojde k uzamknutí mechanismu. Střed mechanismu je opět volný pro průchod konektoru. V případě použití bezdrátového přenosu dat by byla výhoda tohoto systému ta, že by nezáleželo na vzájemném úhlu natočení obou prvků a vždy by došlo k uzamčení.



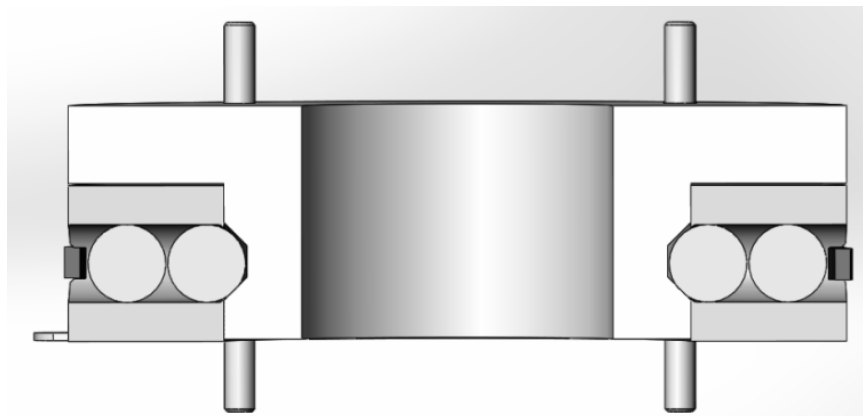
Obr. 3.8 – Palec s kuličkami

Princip činnosti tohoto výměnného mechanismu je patrný z obrázku číslo 3.9. Řada několika kuliček je přitlačována vnějším palcem dovnitř, kde zapadá do drážky protikusu výměnného mechanismu. Na konci drážek pro kuličky jsou zúžení, aby v případě, kdy obě části výměnného mechanismu nejsou spojeny, nevypadly. Pohyb palce je realizován servomotorem přes kulisový mechanismus. Vnější rozměry mechanismu jsou totožné s rozměry varianty palce s kulisou.



Obr. 3.9 – Palec s kuličkami

Princip mechanismu je lépe čitelný z obrázku níže. Střed mechanismu opět slouží pro vedení energií a signálu, tak jako v předchozím případě.



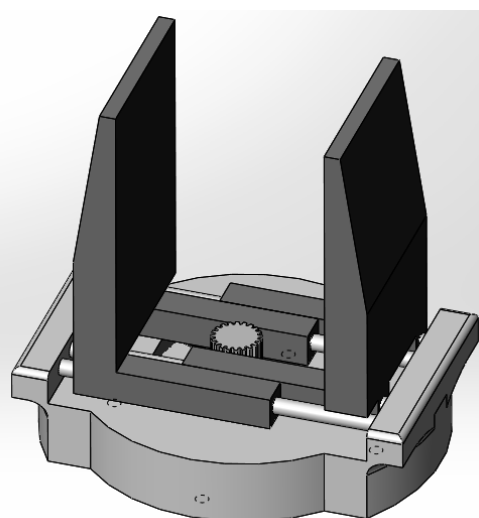
Obr. 3.10 – Řez mechanismem

3.2 Úchopné a technologické efektory

V této části bude zvolen odlišný přístup oproti postupu v případě výměnného mechanismu. Pro výměnu efektoru je postačující jedna varianta výměnného mechanismu, ale dále je zapotřebí několik variant efektorů. Bude tedy navrženo několik variant aktivních úchopných efektorů, z nichž bude vybrána jedna vítězná a dále bude navrženo několik pasivních úchopných a technologických efektorů.

3.2.1 Dvouprstý paralelní efektor

Na základě požadavkového listu byl navržen dvouprstý paralelní efektor. Skládá se z připojovací části na výměnný mechanismu a z bloku s čelistmi a pohonem. Připojovací část lícuje s částí výměnného mechanismu. Má tedy kruhový průřez s průměrem 80 mm. V další části je model rozšířen, jelikož musí být splněn požadavek na uchopení OM dané velikosti. Rozměr plného rozevření čelistí je tedy 100 mm. Model efektoru je znázorněn na obrázku 3.11.



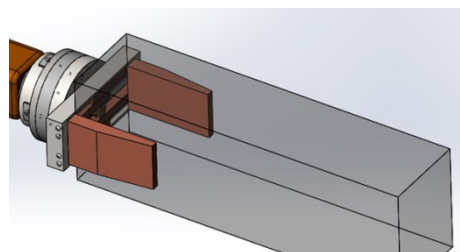
Obr. 3.11 – Dvoučelistový efektor

Lineární pohyb čelistí je realizován pomocí servomotoru, umístěného uvnitř konstrukce a ozubeného hřebenu, který je spojen s čelistmi. Servomotor je opatřen ozubeným kolečkem, které je napojeno na ozubený hřeben. Hřeben je na dutých válečcích, v nichž jsou kluzná pouzdra, která se pohybují po vodících tyčích. Ozubení je spjato zároveň s oběma ozubenými hřebeny, což zajistí kontinuální pohyb obou čelistí o stejnou dráhu. Předběžný výpočet, uvedený níže, stanovil potřebný moment motoru na hodnotu 22,14 kg · cm. Takovéto momenty běžně poskytují modelářská HiTec serva standartní velikosti.



Obr. 3.12 – HiTec servo

Dále byl proveden výpočet potřebného momentu motoru. Bylo uvažováno několik orientací OM se snahou postihnout nejhorší možný případ. Jako nehorší orientace OM se ukázala orientace, znázorněna na obrázku 3.13. Následují základní vztahy a parametry výpočtu.



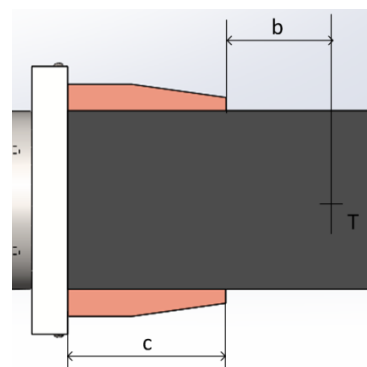
Obr. 3.13 – Orientace OM

$$F = m \cdot (a + g) \quad (1) \quad \text{síla od zatížení OM}$$

$$N = F \cdot \frac{b+c}{c} \quad (2) \quad \text{třecí síla mezi čelistmi a OM}$$

$$F_4 = \frac{N}{f} \quad (3) \quad \text{výsledná síla na čelisti}$$

$$M = F_4 \cdot r \cdot k \quad (4) \quad \text{moment motoru}$$



Obr. 3.14 – Rozměry

c – délka čelistí

b – vzdálenost hrany čelistí a těžiště

f – koeficient tření

a – zrychlení manipulátoru

m – hmotnost OM

r – poloměr pastorku

g – gravitační zrychlení

k – bezpečnostní koeficient

Výpočet bezpečnostního koeficientu:

Velikosti koeficientů k_1 – k_6 zvoleny podle kritérií uvedených v literatuře [3], str. 46.

Koeficient tření zvolen 0,7 – uchopovací plochy čelistí budou pogumovány.

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \quad (5)$$

k_1 – hmotnostní koeficient 1,2

k_2 – způsob omezení objektu – dvojstranné uchopení 1,5

k_3 – stav povrchu neopracovaných objektů 1,1

k_4 – kolísání tlaku pracovního média 1

k_5 – dynamické charakteristiky robotů 1,2

k_6 – provozní podmínky 1

$$k = 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2,376$$

$$F = 3 \cdot (5 + 9,81) \quad F = 44,42 \text{ N}$$

$$N = 44,42 \cdot \frac{50+100}{100} \quad N = 66,36 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{66,36}{0,7} \quad F_4 = 95,186 \text{ N}$$

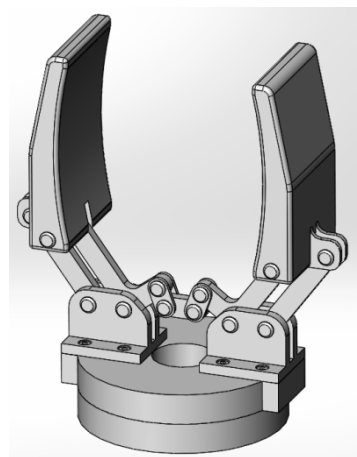
$$M = 95,186 \cdot 9,6 \cdot 10^{-3} \cdot 2,376 \quad M = 2,171 \text{ N} \cdot m$$

$$M = 22,14 \text{ kg} \cdot cm$$

Potřebná síla na čelisti na základě výpočtu tedy vyšla 95,186 N. Po přepočtu na pastorek motoru vychází potřebný moment o hodnotě 22,14 kg·cm. Detailnější výpočet a další varianty úchopů jsou uvedeny v příloze – Příloha A – Výpočet uchopovací síly a momentu motoru.

3.2.2 Dvouprstý efektor s paralelogramem

Druhou variantou aktivního úchopného efektoru je dvoučelistový efektor s paralelogramem. Ta zajišťuje převod lineárního pohybu, který je zprostředkován lineárním aktuátorem na úhlový pohyb čelistí. Obě ramena čelistí jsou spřaženy, tudíž dochází k identickému pohybu obou čelistí. Motor je umístěn ve středu efektoru tak, aby byl jedna napojen přímo na kloubový mechanismus, které je spojen s čelistmi a také aby bylo zajištěno dostatečné IP krytí.



Obr. 3.15 – 3D návrh



Obr. 3.16 – Lineární aktuátory

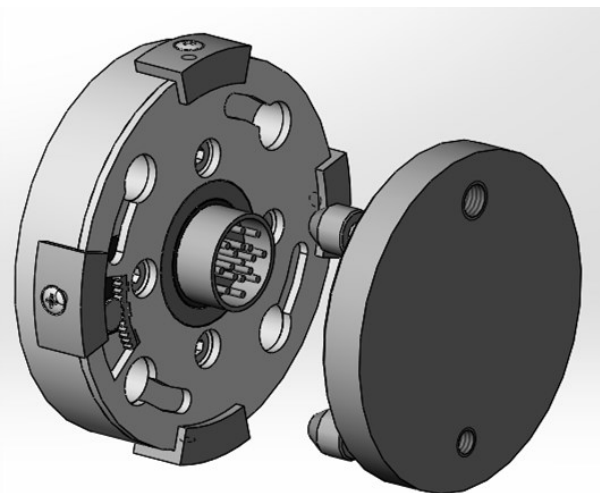
Při předběžném výpočtu posuvné síly lineárního aktuátoru byla stanovena hodnota síly na 142,8 N. Širokou škálu lineárních aktuátorů nabízí firma Firgelli. Předpokládá se tedy výběr z portfolia produktů právě této firmy.

Výpočet uchopovacích sil je stejný jako v případě paralelního dvoučelistového efektoru. Lze tedy vycházet z těchto hodnot. Zbývá určit převodový poměr a určit potřebnou sílu aktuátoru. Převodový mechanismu na obrázku 3.15 má převodový poměr 1,5, potřebná síla aktuátoru je tedy 142,8 N.

3.2.3 Úchopné efektory pasivní

Aktivní efektory budou doplněny efektory pasivními. Ne vždy je u efektory vždy nutný aktivní pohyb. Někdy je uchopení možno zajistit také jinými způsoby jako zaháknutí, použití magnetů, přísavek nebo třeba podebrání objektu manipulace radlicemi. Nabízí se také nekonvenční metody jako například použití suchého zipu nebo speciálních lepidlových ploch.

V případě magnetů nebo přísavek je zajištěno uchopení, dále je však zapotřebí další člen, který by zajistil odstranění OM z efektoru. Jelikož návrh a konstrukce pasivních čelistí není náročné, je možné navrhnout více variant a v dalším postupu by záleželo na dané aplikaci, kde by byl robot nasazen a podle toho by došlo k výběru efektoru koncovým zákazníkem. Idea je taková, že dojde k návrhu protikusu mechanismu automatické výměny efektoru, který bude na přední straně vybaven prvky, které budou zajišťovat připojení celé škály úchopných pasivních efektorů. Protikus výměnného mechanismu je menší, než v případě aktivních úchopných efektorů. Je vybaven závity M6 a M8, na které se následně připevní úchopné efektory pasivní.



Obr. 3.17 – Interface pro připojení pasivních efektorů

3.2.4 Technologické efektory

Při návrhu technologických efektorů bylo přistoupeno k návrhu technologických efektorů pasivních. Při průzkumu trhu bylo nalezeno mnoho technologických hlavic, které zajišťují řezání, vrtání nebo šroubování. Jedná se však o nasazení v průmyslu, kdy jsou efektory upevněny na robustní roboty s nosností až několika desítek kilogramů. Zde jsme omezeni

nízkou hmotností, muselo by dojít tedy k rapidnímu snížení hmotnosti technologických efektorů. Hlavní část hmotnosti zabírá motor, při zmenšení motoru by došlo i ke snížení jeho výkonu a například při použití vrtacího efektoru by zde bylo velké omezení v podobě možnosti vrtání pouze velmi měkkých materiálů.

Vhodnou alternativou by bylo použití technologických efektorů poháněných stlačeným vzduchem. Těchto efektorů je na trhu celá řada a oproti elektromotorům se vyznačují menší zástavbovou velikostí pro pohon. Tyto konstrukce jsou kompaktní, lehké a spolehlivé. Pro mobilního robota, jehož bude efektor součástí, však nejsou vhodné. Mobilní robot totiž nedisponuje zdrojem tlaku vzduchu.

V průmyslových halách, kde je velký počet vzduchem poháněných zařízení a tlak je zprostředkován centrálním kompresorem, použití takovýchto zařízení výhodný. Umístění kompresoru na mobilního robota pro pohon pouze jednoho zařízení by byl neefektivní a neekonomický.



Obr. 3.18 – ATI technologické koncové hlavice

Bude tedy navrženo několik pasivních technologických efektorů. Jelikož zde není potřeba přenos energií tak se jeví výhodné použití interfacu pro pasivní úchopné efekty z kapitoly 3.2.3.

3.3 Zásobník efektorů

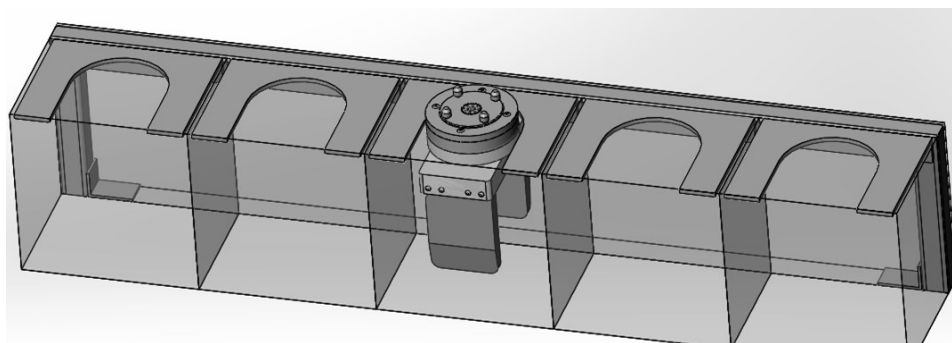
Nedílnou součástí celého konceptu systému automatické výměny efektorů a samotných efektorů je také zásobník efektorů. Systém automatické výměny se ve většině případů v průmyslových halách kde jsou minimální vibrace, stála teplota a absence deště či větru. Použití systému automatické výměny efektorů pro mobilního robota je specifickou záležitostí, která si také klade specifické nároky. Jsou to především nároky na minimalizaci rozměrů s čímž souvisí i minimalizace hmotnosti, zabezpečení proti vypadnutí efektorů a dostatečné krytí, jelikož mobilní robot se bude pohybovat především v outdoor prostředí.

Při návrhu zásobníku efektorů byla opět využita morfologická matice, která zajistí postihnutí všech možných variant.

| Morfologická matice – zásobník efektorů | | | | | |
|---|-------------------------------|--------------------------------|------------|---------|---------|
| <i>princip detekce efektorů</i> | indukční | optické | fluidikové | zvukové | spínací |
| <i>profily</i> | obecné | standardizované | | ITEM | |
| <i>fixace efektorů</i> | aktivní - zajišťující efektor | aktivní - zajišťující zásobník | | pasivní | |

Tab. 3.2 – Morfologická matice pro zásobník efektorů

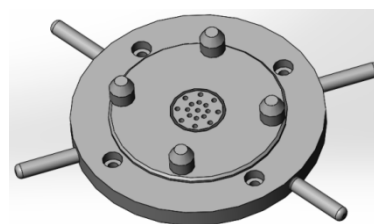
Na obrázku 3.19 je znázorněna hrubá struktura zásobníku efektorů. Úkolem bylo zjistit maximální rozměry stanoviště, kdy se vycházelo z rozměrů efektoru a systému pro jeho výměnu a následně počet efektorů, který má být zásobník efektorů schopný pojmout. Hlavní nosný rám, který bude umístěn na mobilním robotu, je tvořen svařencem ze čtvercových profilů. Rám bude následně upevněn k robotu pomocí patek, navařených na nohy rámu. Rozměry celého stanoviště jsou: (800x200x180)mm



Obr. 3.19 – Hrubá struktura zásobníku efektorů

Hlavním v této části bude navrhnutí jednotlivá stanoviště pro efektory + prvky, které budou efektory obsahovat, aby došlo k zajištění proti pohybu efektorů během pohybu mobilního robota. Dále bude nutno zajistit zakrytí efektorů, jelikož obsahují spojovací prvky pro přenos elektrické energie a signálů a při zasažením vodou by mohlo dojít k jejím znehodnocení.

Fixační prvky efektoru mají podobu čtyř kolíků se závitem M6, které budou našroubovány do interface spojovacího systému. Pro zajištění stability je dostačující pro styk s podložkou na 3 bodech. V tomto případě, kdy bude efektor na mobilním robotu, který bude během jízdy generovat vibrace, bude lepší použití styčných bodů v počtu čtyř.

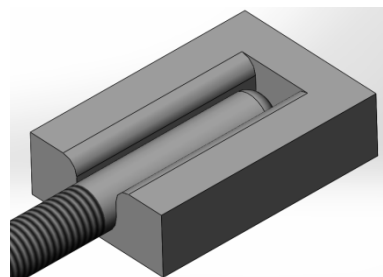


Obr. 3.20 – Fixační kolíky

3.3.1 Pasivní fixace efektoru

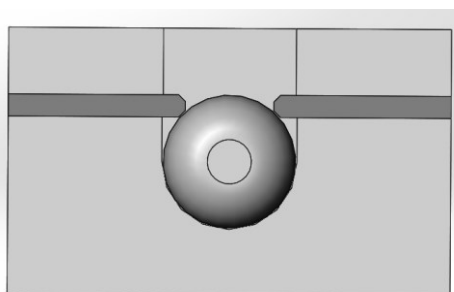
- Tvarové uložení

Jednou z možností fixace efektoru je pasivní fixace. V tomto případě se jedná o tvarové uložení kolíku, kdy kolík zapadne do drážky stejné velikosti. Gravitační a dostatečnou hloubkou drážky bude zajištěna nemožnost vypadnutí efektoru.



Obr. 3.21 – Kolík v drážce

- Tvarové uložení s gumovou vložkou



Vylepšení předchozí verze by mohlo představovat umístění gumové vložky do drážky. Ta je vložena mezi dva profily, kdy v jednom je vybrání průměrem odpovídající velikosti fixačního kolíku. Překonání gumové vložky pro efektor nebude představovat problém, ale zároveň vložka zajistí nemožnost vypadnutí při vibracích mobilního robota.

Obr. 3.22 – Gumová vložka

- Tvarové uložení s magnety

Jiným způsobem uchycení může být využití paramagnetických materiálů. Kolík a vložka by byly buďto částečně anebo zcela tvořeny paramagnetickým materiálem, jež by způsoboval bezpečné uchycení při pohybu mobilního robota, vzájemné magnetické působení obou součástí by ale nebylo silné natolik, aby nemohlo dojít k uvolnění efektoru robotickým ramenem.

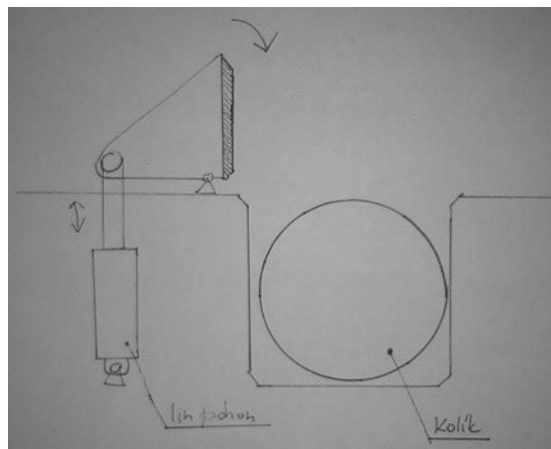
3.3.2 Aktivní fixace efektoru

- Využití elektromagnetů

Tato varianta se liší proti předchozí tím, že na straně odkládací plochy pro efektory by byl elektromagnet. Ten by se aktivoval při odložení efektoru na stanoviště a byl by zase deaktivován při odebrání efektoru. V takovémto případě by magnetická síla mezi oběma součástmi byla větší avšak to za cenu toho, že při výpadku elektrické energie by došlo ke zrušení magnetických sil a mohlo by dojít k vypadnutí efektoru.

- Uzamykací mechanismus

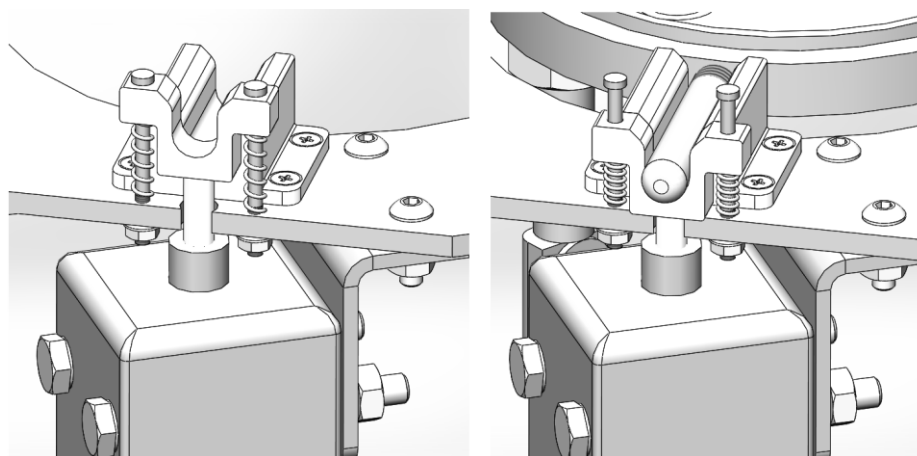
Uzamykací mechanismus je tvořen lineárním pohonem, který je spojen s naklápěcím mechanismem, který po pootočení o 90° zafixuje kolík v drážce. Styková plocha je potažena měkkou gumou, jež zajistí pevné a spolehlivé zafixování. Nevýhodou je opět nebezpečí vypadnutí efektoru při ztrátě elektrické energie. Zde to bylo řešeno tím způsobem, že do kloubu naklápěcího mechanismu by byla umístěna zkrutná pružina, která by držela záklopku v pozici uzavřeno a lineární pohon by pouze záklopku otevíral při vyjímání nebo vkládání efektoru.



Obr. 3.23 – Uzamykací mechanismus

3.3.3 Detekce prezence efektorů

Dále byl navržen princip pro detekci prezence efektoru. Tento princip je zřejmý z obrázku 3.24. Po odložení efektoru dojde ke stlačení prvku, který má stejný tvarový profil jako samotné odkládací prvky. Tento prvek stlačí spínač koncového spínače, který je uložen pod plechem pro odkládání efektorů. Plastová tlačka je uložena na dvou šroubech, kdy je pohyb nahoru zajištěn dvěma tlačnými pružinami. Samotný koncový spínač je připevněn přes plech pomocí šroubů, kdy díry pro šrouby mají tvar drážky, aby při montáži mohlo dojít ke správnému umístění koncového spínače vůči tlačce.



Obr. 3.24 – Detekce efektoru

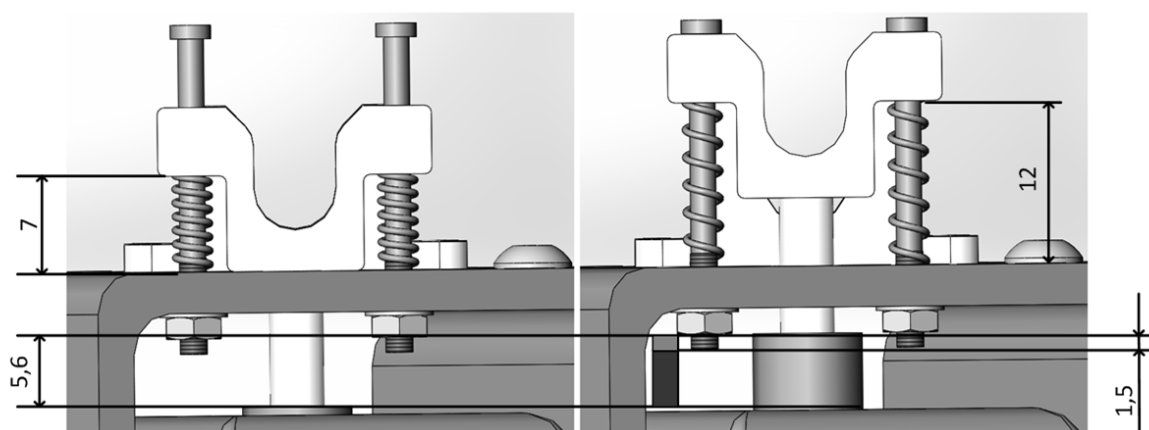
Jako koncový spínač byl vybrán koncový spínač s nylonovým čepem s označením SEZ KSAP3T10W02. Základní údaje jsou uvedeny v tabulce číslo 3.3.

| | |
|----------------------|-----------------|
| Napájecí napětí | 24 V |
| Krytí | IP 65 |
| Provozní teplota | -25 až 70 ° C |
| Frekvence spínání | 3600 cyklů/h |
| Mechanická životnost | 15 mil. sepnutí |



Tab. 3.3 – Koncový spínač – tech. parametry

Na obrázku 3.25 je vidět spínací charakteristika daného koncové spínače. Charakteristika zapojení tohoto spínače je rozepnací. Zelená oblast tedy znázorňuje polohu 1 – sepnuto a červená polohu 0 – rozepnuto.

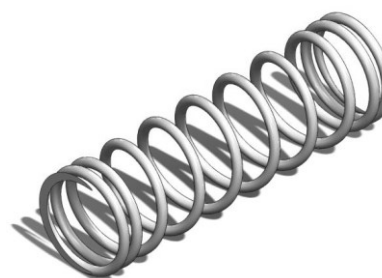


Obr. 3.25 – Spínací charakteristika

Při návrhu tlačných pružin byly vybrány takové, které vyvodí dostatečnou sílu na vytlačení tlačky při nepřítomnosti efektoru, ale aby zároveň odpor nebyl takový, aby jej odložený efektor dokázal překonat a aby došlo ke stlačení koncového spínače. Byla vybrána tlačná pružina z pružinové oceli o tloušťce 0,5 mm firmy Hennlich.

| | |
|--|---------|
| délka nezatížené pružiny | 12,4 mm |
| průměr drátu | 0,2 mm |
| vnější průměr | 2,7 mm |
| vnitřní průměr | 2,3 mm |
| síla při stlačení pružiny na 8,5 mm = $F_{p8,5}$ | 1 N |

Tab. 3.4 – Parametry pružiny



$m_1 = 400 \text{ g}$ - hmotnost nejlehčího efektoru
 $m_2 = 0,68 \text{ g}$ - hmotnost tlačky

První se vypočítá, jestli pružiny přetlačí nezátíženou tlačku, aby došlo k uvolnění koncového spínače. Dále se musí vypočítat, jestli pružina nepřetlačí odložený efektor. Efektor leží na 4 kolících, budeme tedy uvažovat rovnoměrné rozložení hmotnosti na čtvrtiny. Tlačku tlačí 2 pružiny, proto se síla musí vynásobit dvěma. Při návrhu uvažujeme umístění nejlehčího efektoru. Jestliže tento efektor dokáže stlačit pružinu, pak jej stlačí i všechny další těžší efektory. Spínací charakteristika uvádí sílu pro délku pružiny 8,5. Dle spínací charakteristiky potřebujeme znát sílu pružiny pro délku $12 - 1,5 = 10,5$. Při této délce dojde ke změně stavu na koncovém spínači. Výrobce uvádí sílu pouze při délce 8,5 mm. Potřebujeme tedy vypočítat konstantu tuhosti pružiny. Ta se vypočítá jako:

$$k = \frac{F_{3,9}}{\Delta l_{3,9}} \quad (6) \quad k = \frac{1}{3,9} \quad k = 0,2564$$

Při délce 10,5 mm působí tedy pružina silou:

$$F_{1,5} = k \cdot \Delta l_{1,5} \quad (7) \quad F_{1,5} = 0,2564 \cdot 1,5 \quad F_{1,5} = 0,385 \text{ N}$$

Musí tedy platit:

$$\text{síla od zatížení tlačky} - F_1 < 2 \cdot F_{1,5} < F_2 - \text{síly od zatížení efektoru} \quad (8)$$

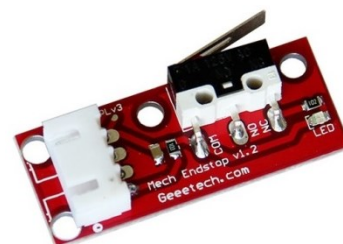
$$F_1 = m_1 \cdot g \quad (9) \quad F_2 = \frac{m_2 \cdot g}{4} \quad (10)$$

$$F_1 = 3,73 \cdot 10^{-3} \text{ N} \quad F_2 = 0,981 \text{ N}$$

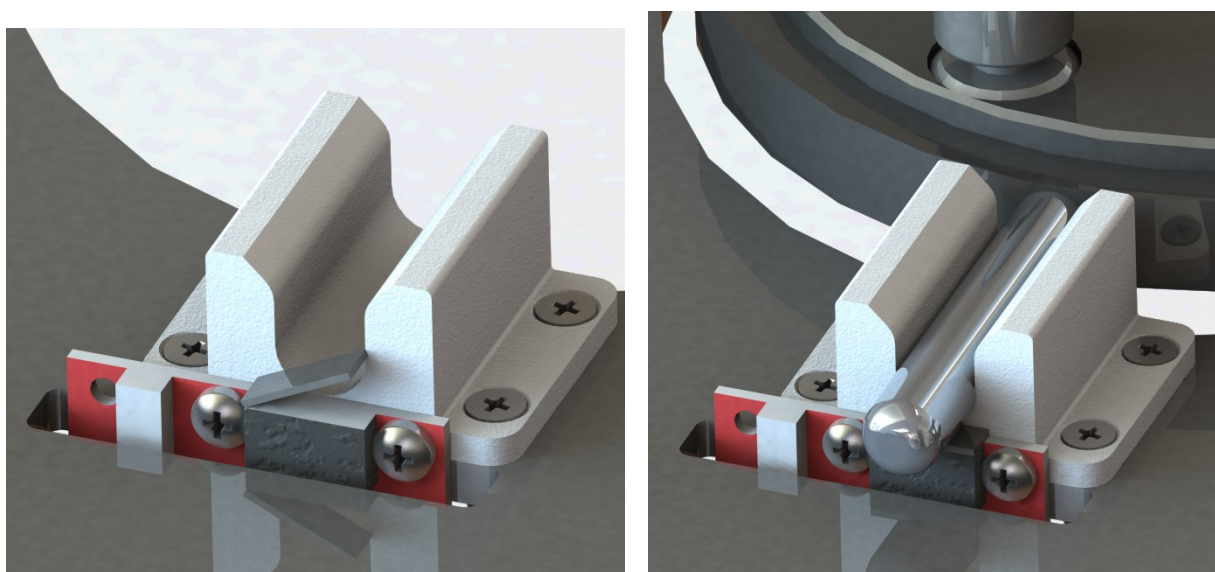
$$3,73 \cdot 10^{-3} < 0,716 < 0,981$$

Tato rovnice platí, je tedy možno použít vybranou pružinu.

Jiný princip detekce presence efektorů je zřejmý z obrázku č. 3.27, kdy vlevo je situace, kdy je kontaktu rozepnut – efektor se tedy na stanovišti nenachází a vpravo je již znázorněna situace, kdy je efektor odložen na odkládací prvky a kolík efektoru spíná koncový spínač. Detekci zajišťuje Koncový spínač mechanický v1.2, který je v nabídce e-shou Snail instruments (<http://www.snailshop.cz/>).



Obr. 3.26 – Koncový spínač



Obr. 3.27 – Detekce efektorů

Z morfologické matice lze vybrat jiný způsob detekce a to je pomocí indukčního sensoru. Tyto senzory poskytují důležité informace pro téměř všechny oblasti průmyslové automatizace, např. digitální a analogové hodnoty z potenciometrů, průtok, proudění, teplota, dráha nebo úhel. Princip indukčních snímačů polohy spočívá v převodu polohy na změnu vlastní indukčnosti L cívky.

Výhody:

- pracují bezdotykově
- bez zpětného působení
- odolné vůči vlivům provozního
- vysoká spolehlivost
- nahrazují mechanické koncové spínače



Obr. 3.28 – Indukční snímač

4 Posouzení navržených koncepcí

4.1 Stanovení optimální varianty výměnného mechanismu

V průběhu práce byla zvolena jako vhodnější varianta přímého přenosu signálu a energií oproti variantě bezdrátového přenosu signálu a použití samostatného energetického zdroje pro efektor.

Důvody zavrhnutí těchto variant:

- Velké čelisti
- problematický přenos energií a signálů – spojovací plocha by sloužila zároveň jako kontaktní plocha pro přenos energií a signálů - obtížné splnění nároků na stupeň krytí IP, zanesení spojovací plochy nečistotami
 - velká a hmotná konstrukce, velké zatížení koncového členu manipulátoru
 - potřeba výkonného pohonu
 - přílišná odlišnost od ostatních variant, nemožnost korektního provedení vícekritériální analýzy
- Otočný palec
- nemožnost průchodu signálů a energií středem mechanismu
 - hmotnější vůči ostatním dvěma konstrukcím

Vyřazení těchto dvou variant proběhlo na základě odborného odhadu a na základě neplnění požadovaných funkcí. Následující 2 varianty jsou kvalitativně na podobné úrovni a posouzení optimální varianty pouze na základě odborného odhadu není možné. Je zde proto zvolena sofistikovanější metoda pro výběr optimální analýzy a to vícekritériální analýza.

4.1.1 Vícekritériální analýza

Jednotlivé varianty budou nyní porovnány pomocí vícekritériální analýzy. Tento krok umožní objektivně zhodnotit jednotlivé varianty robotické ruky. Na základě zvolených kritérií a jejich významnosti je možno určit variantu nejlépe vyhovující požadavkům, tedy optimální variantu.

| Hodnoty kritérií | |
|------------------|---------------------|
| 6 | Vysoká úroveň |
| 5 | Dobrá úroveň |
| 4 | Průměrná úroveň |
| 3 | Nízká úroveň |
| 2 | Nevyhovující úroveň |
| 1 | Nepříznivý stav |

Tab. 4.1 – Hodnoty kritérií

| Významnost kritérií | |
|---------------------|----------|
| 2 | Nejvyšší |
| 1 | Nejnižší |

Tab. 4.2 – Významnost kritérií

Výběr a zhodnocení kritérií

V následující části budou určena a objektivně zhodnocena jednotlivá kritéria pro obě varianty řešení.

- *K1 – Složitost konstrukce*

Toto kritérium bude zhodnoceno na základě jednak celkového počtu prvků obou mechanismů a také počtu pohyblivých prvků. Čím méně jedna celkových prvků ale především pohyblivých prvků mechanismus obsahuje, tím je jednodušší, spolehlivější a méně náročný na údržbu.

| | Palec s kulisou | Palec s kuličkami |
|-------------------------|-----------------|-------------------|
| celkový počet prvků | 8 | 9 |
| počet pohyblivých prvků | 2 | 3 |

Tab. 4.3 – Hodnocení kritéria K1

- *K2 – Počet pohonů a jejich moment*

Jednoduchost a spolehlivost mechanismu stoupá s klesajícím počtem pohonů. Snižuje se také energetická náročnost a náročnost na složitost řízení. Oba mechanismy obsahují vždy jeden pohon. Při posuzování počtu pohonů jsou tedy na stejné úrovni.

Jiné je to však s potřebným momentem, který bude zapotřebí na uzamčení. V případě palce s kulisou bude tento moment několikanásobně nižší, protože pohyb kulisa je uložena v ložisku, jedná se tedy o tření valivé, zatímco v případě palce s kuličkami je pohyb uskutečněn kluzným třením.

- *K3 – Spolehlivost připojení efektoru*

Důležitým kritériem je spolehlivost připojení efektoru. Mechanismus musí zajistit připojení tak, aby během manipulace nedošlo k uvolnění efektoru ale k relativnímu pohybu mezi efektozem a mechanismem pro jeho výměnu.

Palec s kulisou:

- Klady:
- Kolíky pro zamezení relativního pohybu
 - Uzamknutí palce díky samosvornosti servomotoru

Palec s kuličkami:

- Klady:
- Uzamknutí palce díky samosvornosti servomotoru
- Zápory:
- Není zajištěno uzamčení vůči relativnímu pootočení obou součástí
 - Otláčení kuliček – vypadnutí efektoru

- K4 – Cena

Neméně důležitým kritériem je cena, ta úzce souvisí s některými výše zmíněnými kritérii, jako jsou počet pohonů a jejich potřebný moment, počet prvků anebo počet převodových mechanismů. O něco lépe tedy vychází palec s kuličkami.

- K5 – Hmotnost

Při posuzování tohoto kritéria vychází obě varianty stejně. Vycházelo se ze stejných rozměrů, obě varianty mají tedy téměř totožnou hmotnost.

Následuje tabulka, ve které budou k jednotlivým kritériím přiřazeny hodnoty na základě tabulky 4.1 – Hodnoty kritérií.

| Kritérium | Palec s kulisou | Palec s kuličkami |
|-----------|-----------------|-------------------|
| K1 | 5 | 4 |
| K2 | 5 | 4 |
| K3 | 6 | 3 |
| K4 | 6 | 5 |
| K5 | 5 | 5 |

Tab. 4.4 – Hodnocení kritérií

Stanovení významnosti kritérií

V následující fázi dojde k porovnání jednotlivých kritérií. Experti budou postupně posuzovat významnost dvou vůči sobě postavených kritérií. Vítězné kritérium je vždy barevně odlišeno.

1. Expert – Aleš Vysocký

| Porovnávané páry kritérií | | | | Počet voleb v | Pořadí |
|---------------------------|----|----|----|---------------|--------|
| K1 | K1 | K1 | K1 | 2 | 3 |
| K2 | K3 | K4 | K5 | ----- | |
| | K2 | K2 | K2 | 1,5 | 4 |
| | K3 | K4 | K5 | ----- | |
| | | K3 | K3 | 2,5 | 2 |
| | | K4 | K5 | ----- | |
| | | | K4 | 3,5 | 1 |
| | | | K5 | 0,5 | 5 |

Tab. 4.5 – Porovnání prvního experta

2. Expert – Marek Šostok

| Porovnávané páry kritérií | | | | Počet voleb v | Pořadí |
|---------------------------|----|----|----|---------------|--------|
| K1 | K1 | K1 | K1 | 3,5 | 3 |
| K2 | K3 | K4 | K5 | ----- | |
| | K2 | K2 | K2 | 1,5 | 4 |
| | K3 | K4 | K5 | ----- | |
| | | K3 | K3 | 2 | 2 |
| | | K4 | K5 | ----- | |
| | | | K4 | 2,5 | 1 |
| | | | K5 | 1 | 5 |

Tab. 4.6 – Porovnání druhého experta

Výpočet koeficientu významnosti

Nejprve se musí vypočítat průměrná hodnota počtu voleb podle hodnocení jednotlivých expertů. K tomuto je použit následující výpočet:

$$v_1 = \frac{v_{11} + v_{21}}{n} \quad (11)$$

$$v_1 = \frac{3,5 + 2}{2}$$

$$v_1 = 2,75$$

Následující hodnoty se vypočítají stejným způsobem

Legenda:

v_{11} ...počet voleb 1. experta u K1 v_{21} ...počet voleb 2. experta u K1

| Kritérium | Počet voleb v |
|-----------|---------------|
| K1 | 2,75 |
| K2 | 1,5 |
| K3 | 2,25 |
| K4 | 3 |
| K5 | 0 |

Tab. 4.7 – Počet voleb

Nyní se určí jednotlivé koeficienty významností. Ty se určí pomocí následujícího výpočtu:

$$q_1 = v_1 \cdot 0,25 + 1 \quad (12)$$

$$q_1 = 1,69$$

| Kritérium | Koeficient významnosti q_i |
|-----------|------------------------------|
| K1 | 1,69 |
| K2 | 1,38 |
| K3 | 1,56 |
| K4 | 1,75 |
| K5 | 1,00 |

Tab. 4.8 – Koeficienty významnosti

Výpočet váženého indexu

Ukázka výpočtu váženého indexu:

$$I_{ij} = HK \cdot q_i \quad (13)$$

$$I_{ij} = 5 \cdot 1,69$$

$$I_{ij} = 8,44$$

Legenda:

HK - Hodnota kritéria

q_i –váha významnosti i-tého parametru

| Varianta 1 | | | |
|---------------------------------|---------|---------------------------------|--------------------------------|
| Kritérium | Hodnota | Váha významnosti kritéria q_i | Vážený index kritéria I_{ij} |
| K1 | 5 | 1,69 | 8,44 |
| K2 | 5 | 1,38 | 6,88 |
| K3 | 6 | 1,56 | 9,38 |
| K4 | 5 | 1,75 | 8,75 |
| K5 | 5 | 1,00 | 5,00 |
| Součet vážených indexů kritéria | | | 42,06 |

Tab. 4.9 – Vážený index kritéria pro variantu 1

| Varianta 2 | | | |
|---------------------------------|---------|---------------------------------|--------------------------------|
| Kritérium | Hodnota | Váha významnosti kritéria q_i | Vážený index kritéria I_{ij} |
| K1 | 4 | 1,69 | 6,75 |
| K2 | 4 | 1,38 | 5,50 |
| K3 | 3 | 1,56 | 4,69 |
| K4 | 5 | 1,75 | 8,75 |
| K5 | 5 | 1,00 | 5,00 |
| Součet vážených indexů kritéria | | | 33,56 |

Tab. 4.10 – Vážený index kritéria pro variantu 2

Určení vítězné varianty

| Varianta | Celkový součet vážených indexů | Pořadí |
|-------------------|--------------------------------|--------|
| Palec s kulisou | 42,06 | 1. |
| Palec s kuličkami | 33,56 | 2. |

Tab. 4.11 – Vítězná varianta

Po srovnání součtů jednotlivých vážených indexů vychází jako vítězná varianta 2. Tedy varianta, kde budu používat pro výměnu efektorů palcový mechanismus.

4.2 Stanovení optimální varianty úchopného efektoru

V rámci úchopných efektorů byly navrženy 2 varianty – dvoupřstý úchopný paralelní efektor a dvoupřstý efektor s paralelogramem. Rozhodujícím kritériem, pro volbu optimální varianty v tomto případě je volba vhodného pohonu. Oba efektory musí splňovat požadavek na uchopení a udržení OM o hmotnosti 3 kg. Pro paralelní efektor bude použit rotační servo pohon a pro efektor s paralelogramem to bude lineární aktuátor.

Dle výše uvedených výpočtů vychází potřebné hodnoty pro

Servo motor: 22,14 kg · cm

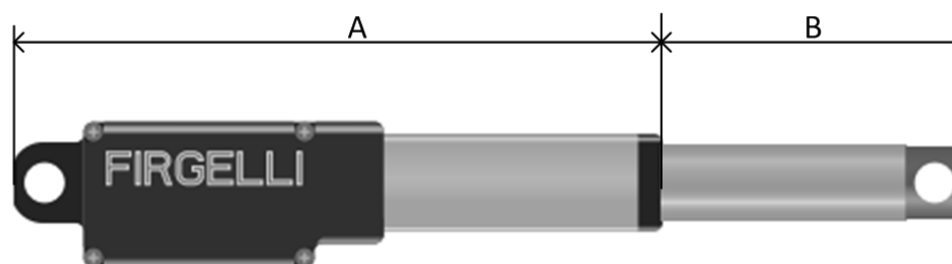
Lineární aktuátor: 142,8 N

Pro potřebný moment je k dostání celá škála serv standartní velikosti. Nastává ale problém s výběrem lineárního aktuátoru. Je zde technický rozpor mezi převodovým poměrem a výsuvnou délkou aktuátoru. Je snaha dosáhnout co nejnižšího převodového poměru kvůli

snížení tlačné síly aktuátoru. Se snižujícím převodovým poměrem se ale zároveň prodlužuje výsuvná délka aktuátoru. Pro přehlednost je níže uvedena tabulka, srovnávající jednotlivé parametry. Při komparaci byly vybírány miniaturní lineární aktuátory společnosti Firgelli.

| Převodový poměr | potřebná síla aktuátoru [N] | potřebný výsuv [mm] | délka výkonové části aktuátoru - A [mm] | délka výsuvné části aktuátoru - B [mm] | celková délka aktuátoru [mm] | Označení aktuátoru/gearing option/stroke option |
|-----------------|-----------------------------|---------------------|---|--|------------------------------|---|
| 2,5 | 357,5 | 20 | 215 | 25 | 240 | FA-150-S-12-XX/1 |
| 2 | 286 | 25 | 165 | 50 | 215 | FA-150-S-12-XX/2 |
| 1,5 | 214,5 | 33 | 117,5 | 50 | 167,5 | L16/150/50 |
| 1 | 143 | 50 | 94 | 100 | 194 | L12/210/100 |

Tab. 4.12 – Porovnání parametrů lineárních aktuátorů



Obr. 4.1 – Specifikace délek aktuátoru

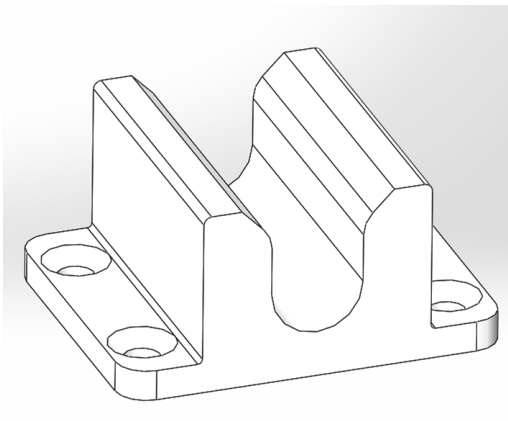
Technický rozpor je zřejmý z tabulky 4.12. Zatímco se snižuje potřebná síla aktuátoru a tudíž i jeho délka, délka výsuvu se prodlužuje. Podíváme-li se na všechny varianty, celková délka aktuátoru se nedostane pod hodnotu 167,5 mm. Aktuátor této délky by bylo velice problematické na efektor umístit. Na základě tohoto hlediska bude tedy v další části rozpracována varianta dvoučelistového paralelního úchopného efektoru.

4.3 Pasivní efektory úchopné a technologické

V této části bude navrženo několik variant jednoduchých úchopných a technologických efektorů. Interface pro připojení pasivních úchopných a technologických efektorů bude vybaven závity, na které budou našroubovány samotné druhy efektorů. Půjde o nakupované součásti, které se liší pouze velikostí či tvarem. Bude tedy záležet na koncovém uživateli, o upřesnění specifikací na požadavky efektorů.

4.4 Zásobník efektorů

Základní koncept zásobníku efektorů byl navržen v kapitole 3.3. Bude se tedy jednat o uspořádání pěti jednotlivých držáku v řadě, které budou vybaveny tvarovými prvky pro uchycení efektorů. Vzhledem k velkému počtu držáků bude použita pouze pasivní fixace. Bude tedy využito gravitace, hmotnosti efektoru a hloubky drážky pro udržení efektorů. Jedná se o řešení jednoduché a zároveň relativně spolehlivé.



Obr. 4.2 – Fixační prvek efektoru

Dále byly zhodnoceny prvky pro detekci přítomnosti efektorů. Bylo vybíráno z těchto prvků:

- Průmyslový koncový spínač
- Koncový spínač provedení mini pro hobby použití
- Indukční snímač

Pro použití na zásobníku efektorů byl vybrán indukční snímač a to z těchto důvodů:

Průmyslový koncový spínač je příliš velký, omezený počet sepnutí. Mini koncový spínač je umístěn na plošném spoji – nedostatečné krytí IP. Indukční snímač nelze opotřebit, nedochází totiž ke kontaktu mezi snímačem a snímaným objektem. Fixační prvek je plastový a kolík efektorů je z kovu, nebude tudíž docházet k rušení.

5 Rozpracování vítězných variant

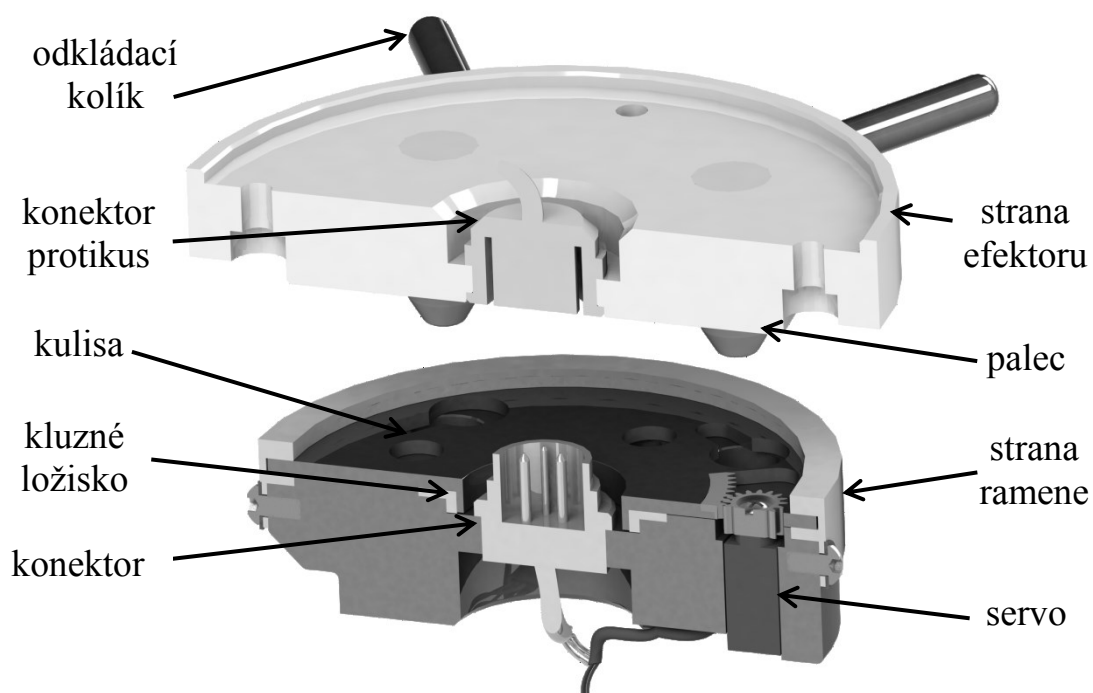
5.1 Rozpracování výměnného mechanismu

V této části bude rozpracována optimální varianta. Budou specifikovány jednotlivé komponenty, rozměry a hmotnost a budou provedeny potřebné výpočty.

Nenormalizované součásti se budou vyrábět, nakupované součásti budou tyto:

- Servomotor
- Kluzné ložisko
- Spojovací materiál
- Propojovací konektor

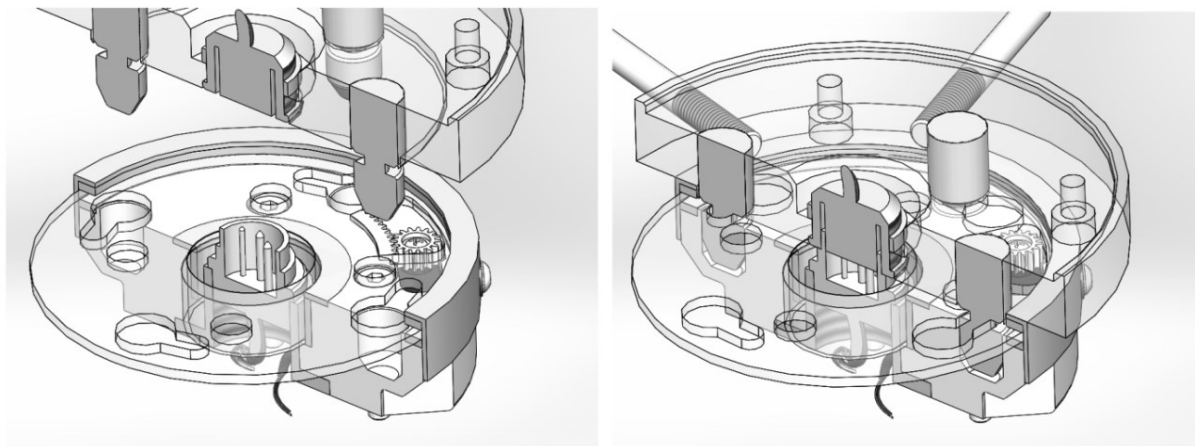
Výměnný mechanismus se sestává ze dvou součástí. Jedna na straně koncového ramene robota a druhá pro připojení efektorů. Část na straně koncového ramene je aktivní. V těle má zastavěno servo, které přes ozubení pohybuje kulisou. Tato kulisa uzamyká kolíky, které jsou součástí protikusu výměnného mechanismu.



Obr. 5.1 – Výměnný mechanismus

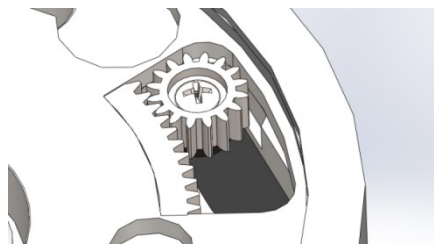
Proces zamykání je zřejmý z obrázku č. 5.2, kdy vlevo je mechanismus v pozici odemčeno. Poté vrchní část zajede ke spodní a dojde k zasunutí kolíku do vyhloubení. Poté

dojde k otočení kulisy o 20°, čímž dojde ke zúžení průměru děr, kterými procházejí kolíky a dojde k uvedení mechanismu do stavu uzamčeno.



Obr. 5.2 – Princip zamykání

Problém by se mohl vyskytnout při výrobě vnitřního ozubení, které je na palci a díky kterému je realizován otočný pohyb palce přes ozubené kolo, které je upevněno na servomotoru. Tento problém je vyřešen tak, že se ozubení vyrobí samostatně a poté bude na palec přilepeno pomocí speciálního lepidla pro kovy. Tato lepidla mají vysokou pevnost, tento spoj nebude zatížen velkou silou, tudíž půjde o spolehlivé spojení. Detail tohoto spojení lze vidět na obrázku 5.3.



Obr. 5.3 – Uložení ozubení

Pro lepení je zvoleno lepidlo UHU Metall - lepidlo na kov. Toto lepidlo je mimořádně účinné, vysokopevnostní a nestékavé. Je určeno pro lepení hladkých povrchů kovů i jiných materiálů. Lepený spoj zůstává elastický a vyrovnává vnitřní napětí. Má vysokou odolnost vůči vodě a teplotám od -20 °C do +125 °C. Dále je odolné vůči olejům, ředěným kyselinám a louhům.



Obr. 5.4 - Lepidlo

Příprava materiálu na lepení:

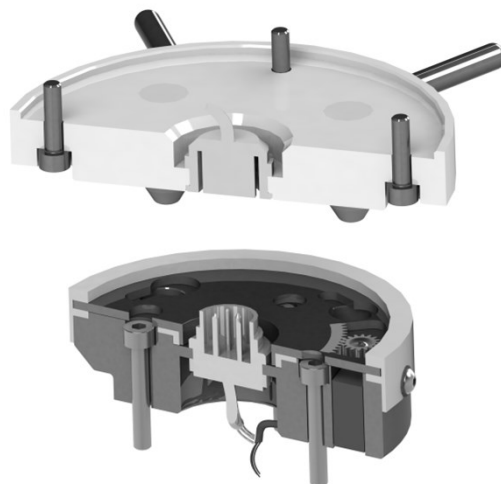
Odmašťovadlo - MEK, aceton, IPA

Povrchová úprava - Broušení smirkem zrnitosti 320 - 400 anebo pískování

Vlastní lepení – Lepidlo se nanese na obě plochy lepeného materiálu, nechá 15 min.

zavadnout, poté krátce a silně přitlačí k sobě. Po slepení již není možná korektura [12]

Šrouby pro uchycení jak na straně efektoru, tak na straně koncového ramene robotu jsou vedeny středem mechanismu. Pro montáž jsou v kulise díry, aby bylo možné šrouby zasunout a namontovat část výměnného mechanismu na koncové rameno. Jedná se o metrické šrouby M4 s vnitřním šestihranem. V těle mechanismu jsou odpovídající zhloubení. Výhodou těchto šroubů je to, že jsou zapustit do těla mechanismu.



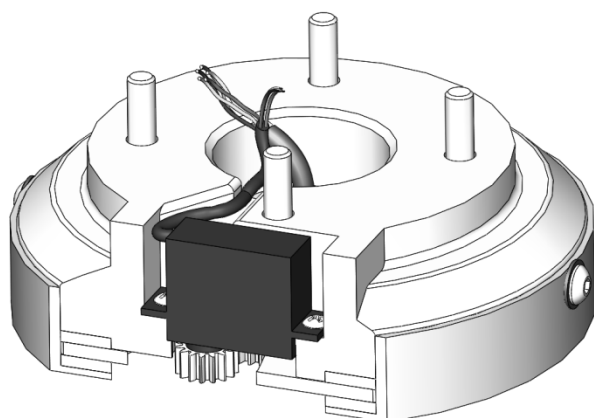
Obr. 5.5 – Uchycení mechanismu

Pro realizaci otáčení kulisy bylo vybráno servo s označením HS-5035HD. Jedná se o digitální servo ze skupiny nano size. Použití takového serva je zde dostačující, jediná síla, kterou musí servo překonat je kluzné tření v ložisku. Toto servo vyžaduje napětí 6 V, při tomto napětí dosahuje momentu 0,8 kg na cm. Všechny převody jsou kovové a výstup tohoto serva je standardizovaný tisícihran s označením A1. [11]



Obr. 5.6 – Servo

Servo je zasazeno v těle mechanismu kdy se nasune ze spodní části a bude připevněno pomocí dvou šroubů. Kabeláž serva společně s kabeláží konektoru je vedena do středu mechanismu, kde je dále přes koncové rameno vedeno k elektronice, která zasílá, popřípadě zpracovává informace vedoucí ze serva a konektoru, který dále vede signál na elektroniku, umístěnou na efektoru.



Obr. 5.7 – Uchycení serva

Pro přenos krouticího momentu bylo zvoleno ozubení s následujícími parametry:

| | |
|----------------------------------|-----------------------------------|
| $\varnothing d1 = 52 \text{ mm}$ | průměr roztečné kružnice kola |
| $\varnothing d2 = 8 \text{ mm}$ | průměr roztečné kružnice pastorku |
| $z = 16$ | počet zubů pastorku |
| $m = 0,5$ | modul |
| $ha = 0,5 \text{ mm}$ | výška hlavy zubu |
| $hf = 0,625 \text{ mm}$ | výška paty zubu |
| $h = 1,125$ | výška zubu |

Pro kolo bude použito jenom část ozubení a to v rozsahu 20° . Servo je dodáváno v provedení pro otáčky v rozsahu 90° nebo 180° . Je tedy potřeba znát, o jaký úhel se bude muset servo otočit.

Převodový poměr: 1:6,5

Úhel otočení kola: 20°

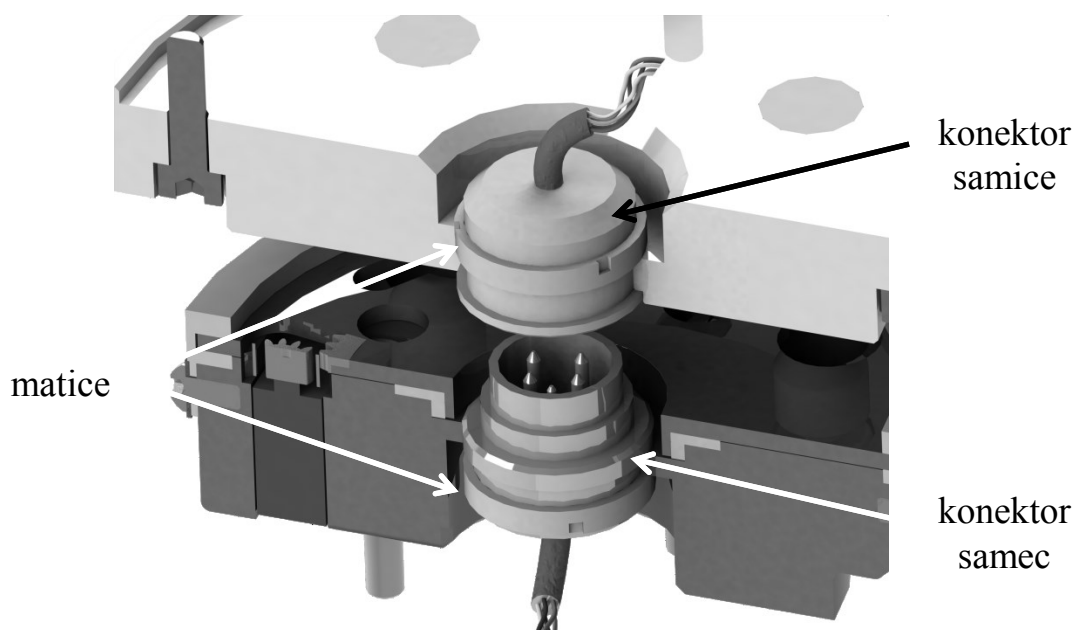
Úhel otočení pastorku: $20^\circ \cdot 6,5 = 130^\circ$

Pro zamčení mechanismu se pastorek musí pootočit o úhel 130° . Bude tedy vybráno servo pro rozsah otáček 180° . Za tuto konfiguraci je příplatek 250 Kč k základní ceně seva, která činí 775 Kč. Celková cena tedy vyjde na 1025 Kč.

Pro přenos energií a signálů bude použit kruhový konektor firmy Amphenol s označením Circular Connectors C 091 A. Tento konektor obsahuje celkem 5 kontaktů. Servo vyžaduje 3 kontakty. Další 2 jsou z důvodu dalšího vývoje efektorů a připojení dalších komponent. Popřípadě se dá konektor vyměnit za stejný s vyšším počtem kontaktů. Na těle obou konektorů je vnější závit M18. Konektor bude dále ze zadní strany zajištěn maticí. [13]



Obr. 5.8 – Konektor

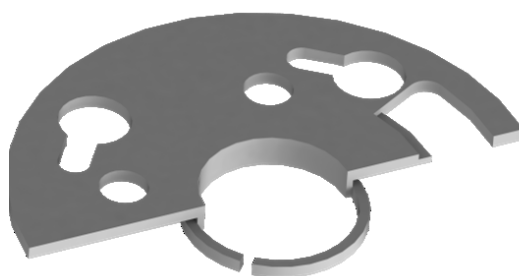


Obr. 5.9 – Konektor- umístění

| | |
|-----------------------|--------|
| Počet kontaktů | 5 |
| Dovolené napětí | 300 V |
| Odpor kontaktů | < 5 mΩ |
| Materiál | kov |
| Počet cyklů připojení | 500 |

Tab. 5.1 – Parametry konektoru

Kulisa bude zasazena v kluzném pouzdru, které je uloženo v základu těla výměnného mechanismu. Jedná se o kluzné pouzdro materiálu KU firmy EXVALOS – Ložiska a příslušenství. Materiál tvoří ocelový podklad, na který je nanесena vrstva pórovitého cínového bronzu CuSn10 o síle přibližně 0,25 mm. Do této kostry je naválcována směs polytetrafluóretylénu (PTFE) s dvaceti objemovými procenty oxidovaného olova a vytvrzená při teplotě 327°C.



Obr. 5.10– Uložení kulisy v ložisku

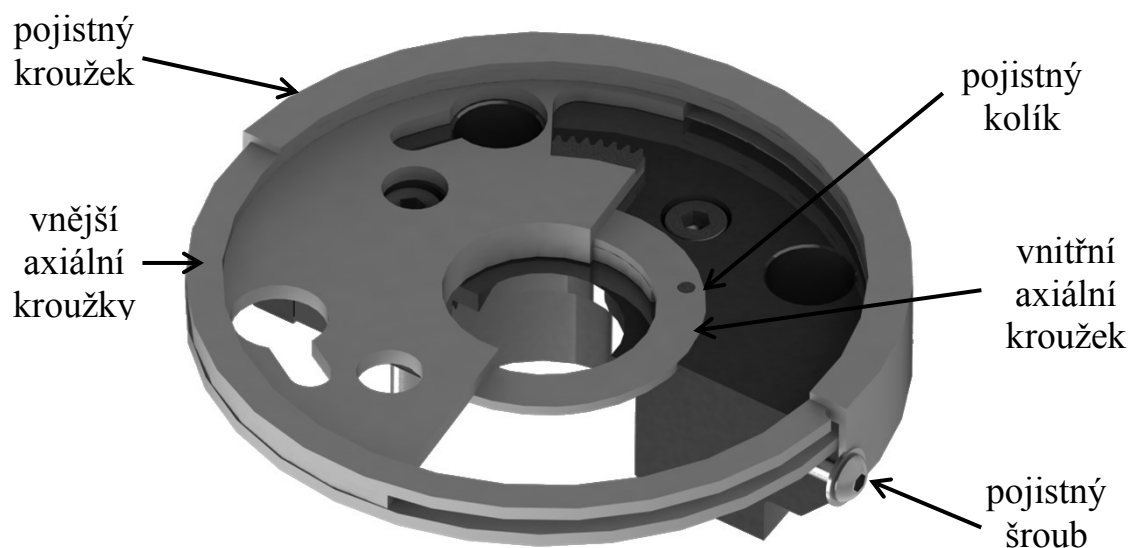
Výrobce udává tyto vlastnosti:

- chod na sucho - bez maziva
- dobré kluzné vlastnosti, plynulý chod bez zadrhávání
- vhodné pro kývavé i otáčivé pohyby
- nízký koeficient tření.
- nízké opotřebení
- chemická odolnost
- prakticky žádné nároky na údržbu

Pro přenos axiálních sil budou na stykových plochách použity axiální kluzné kroužky stejné firmy, která dodá kluzné pouzdro. Na vnitřním průměru bude použit jeden kroužek, na vnější potom dva. Tento soubor kluzných kroužků shora uzavírá pojistný kroužek, který je připevněn k tělu výměnného mechanismu pomocí čtyř šroubů. Kroužek umožňuje posuv v axiálním směru v rozsahu $\pm 0,2$ mm. Axiální kroužky mají tyto specifikace:

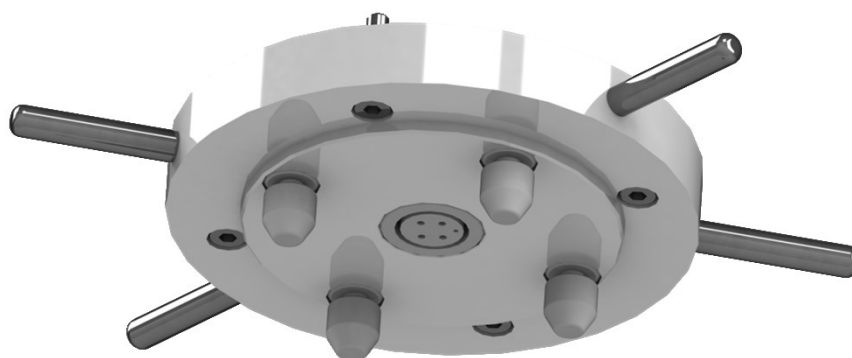
- provoz bez domazávání, dobré kluzné vlastnosti
- minimální tloušťka stěny, minimální prostorové požadavky
- přenášejí velká zatížení
- široký rozsah teplot
- prakticky bez jevu stick-slip
- vysoká odolnost proti opotřebení
- není nutné obrábění

Pro zajištění kroužků vůči rotaci jsou použity u vnějšího a vnitřního kroužku kolíky, pro vnější kroužek, který je ve styku s pojistným kroužkem, je použit zub.



Obr. 5.11 – Roznístění axiálních kluzných kroužků

Kolíky, které slouží jako hlavní spojovací prvek mezi oběma částmi výměnného mechanismu, budou vyrobeny samostatně a následně budou nalisovány do příruby výměnného mechanismu. Na straně s kolíky je osazení, které zapadne do protikusu výměnného mechanismu a zachytí radiální síly. Kolíky se tedy nemusí počítat na střih. Následuje výpočet uložení, který je zapotřebí pro lisování. Základní vztahy pro výpočet lisovací síly jsou uvedeny níže. Podrobný výpočet je v příloze pod názvem Příloha B – Výpočet lisovací síly. Dále byla provedena kontrola únosnosti lisovaného spoje, obsažena taktéž v příloze. Byla provedena také pevnostní analýza prvku, který přenáší téměř veškeré zatížení, a u kterého by mohlo dojít k deformaci tedy prvek kulisa. Podrobnosti této pevnostní analýzy jsou v příloze pod názvem: Příloha 1 – Pevnostní analýza – Kulisa.



Obr. 5.12 – Uložení kolíků

$$F = \pi \cdot d \cdot L \cdot p \cdot f \quad (14) \quad \text{lisovací síla}$$

$$p = \frac{1}{d} \cdot \frac{\delta}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}\right)} \quad (15) \quad \text{měrný tlak ve spoji}$$

$$p = \frac{1}{0,011} \cdot \frac{31,92 \cdot 10^{-9}}{\left(\frac{1}{210 \cdot 10^9} + \frac{1,867}{210 \cdot 10^9}\right)}$$

$$p = 212 \text{ MPa}$$

$$F = \pi \cdot 0,0011 \cdot 0,00135 \cdot 212 \cdot 10^6 \cdot 0,1 = 9,915 \text{ Kn}$$

δ – potřebný přesah při uvažování drsnosti F – lisovací síla

p – měrný tlak ve spoji

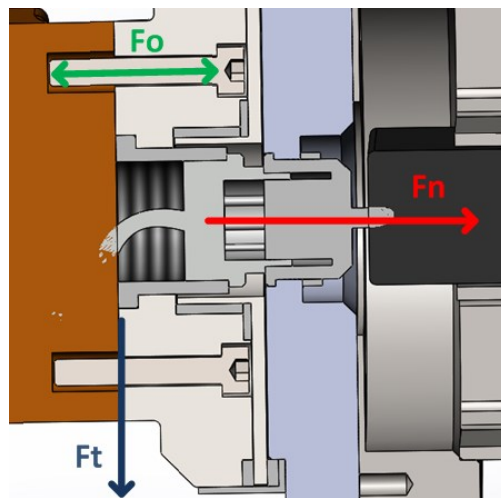
f – koeficient tření při lisování pro ocel-ocel

d, L – rozměry styčné plochy

C_1, C_2 – rozměrové konstanty

E_1, E_2 – moduly pružnosti obepínané a obepínající součásti

Výměnný mechanismus bude připojen ke koncovému rameni přes přírubu čtyřmi šrouby velikosti M4x16. Příruba a protikus na koncovém rameni jsou ploché, je tedy potřeba vypočítat utahovací moment, na který je potřeba šrouby dotáhnout, aby nedošlo ke vzájemnému pohybu obou součástí. Základní vztahy, které byly použity, jsou zmíněny níže a vychází ze silového rozboru na obrázku č. 5.13. Detailní výpočet je v příloze – Příloha C – Výpočet utahovacího momentu a kontrola šroubu.



Obr. 5.13 – Silové poměry

Aby nedošlo k uvolnění příruby, třecí síla musí být větší než síla normálová, tedy:

$$F_t > F_n \quad F_o \cdot n \cdot f > F_n \quad (16)$$

$$F_{o_{min}} = \frac{F_n}{n \cdot f} \quad (17) \quad \text{minimální osová síla ve šroubu}$$

$$Mu_{min} = F_{o_{min}} \cdot \left(f_3 \cdot \frac{D}{2} + \tan(\theta + \beta) \cdot \frac{d_2}{2} \right) \quad (18) \quad \text{minimální utahovací moment}$$

$$F_{o_{min}} = \frac{103,6}{4 \cdot 0,1} = 259 \text{ N}$$

$$Mu_{min} = 259 \cdot \left(0,2 \cdot \frac{3,459}{2} + \tan(13^\circ + 2,48^\circ) \cdot \frac{3,675}{2} \right) = 0,222 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Byl vypočítán minimální utahovací moment. Dále byl zvolen skutečný utahovací moment s ohledem na minimální a maximální moment dle vzorce:

$$Mu_{min} > Mu > Mu_{max} \quad (19)$$

$$Mu_{max} = 2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{Maximální utahovací moment pro šroub M4 pevnostní třídy 6.6}$$

Byl tedy zvolen utahovací moment:

$$Mu = 1,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Následuje pevnostní kontrola zvolených šroubů.

Šroub: M4 x 16 – Třída pevnosti 3.6

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (20) \quad \text{napětí ve šroubu}$$

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma} \quad (21) \quad \text{bezpečnostní koeficient}$$

$\sigma_D = 360 \text{ MPa}$ dovolené napětí

$$\sigma = \frac{1780}{11,461 \cdot 10^{-8}} = 155,352 \text{ MPa}$$

$$k = \frac{360}{155} = 2,3$$

Koeficient bezpečnosti má hodnotu 2,3, zvolené šrouby tedy vyhovují.

M_u - utahovací moment

F_o - osová síla šroubu

F_t - třecí síla

F_n - normálová síla

β - úhel stoupání závitu

θ - třecí úhel

σ – normálové napětí

d_2 - střední průměr závitu

D - roztečný průměr třecí plochy matice/šroub

f_3 - součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou

S – plocha šroubu

V níže uvedené tabulce je rozepsaný seznam komponent s jejich hmotnostmi, počtem kusů a cenou. Maximální hmotnost výměnného mechanismu, stanovena požadavkovým listem byla 2 kg, reálná hmotnost je 1,33 kg. Cena je uvedena pouze u nakupovaných součástí, u vyráběných součástí cena nebyla stanovena. Tuto cenu určuje výrobce a je závislá především na objemu a kvalitě materiálu, náročnosti opracování výrobku a požadované přesnosti výroby.

| | Název položky | počet kusů | hmotnost/ 1ks [kg] | hmotnost [kg] | cena 1ks [Kč] | cena [Kč] |
|----------------------|--|------------|--------------------|---------------|------------------|-----------|
| Vyráběné součásti | Base palec horní | 1 | 0,51 | 0,51 | 1000 | ? |
| | Protikus palec | 1 | 0,66 | 0,66 | 600 | ? |
| | Kulisa | 1 | 0,07 | 0,07 | 300 | ? |
| | Zarazka | 1 | 0,03 | 0,03 | 100 | ? |
| | Ozubení - pastorek | 1 | 0,001 | 0,001 | 500 | ? |
| | Ozubení - kolo | 1 | 0,001 | 0,001 | 400 | ? |
| | Palec | 4 | 0,002 | 0,008 | 100 | ? |
| | Kolík úchopný | 4 | 0,001 | 0,004 | 50 | ? |
| Nakupované součásti | Servo HS-5035HD | 1 | 0,005 | 0,005 | 1025 | 1025 |
| | Axiální kroužek vnitřní | 1 | 0,003 | 0,003 | 200 | 200 |
| | Axiální kroužek vnější | 2 | 0,004 | 0,008 | 200 | 400 |
| | Kluzné pouzdro | 1 | 0,002 | 0,002 | 250 | 250 |
| | Konektor | 1 | 0,005 | 0,005 | 150 | 150 |
| Spojovací materiál | Screw DIN 968-ST2.9x6.5-C-H-N | 2 | 0,001 | 0,002 | 4 | 8 |
| | ISO 7380 - M3 x 6 --- 6N | 4 | 0,001 | 0,004 | 4 | 16 |
| | ISO 4762 M4 x 16 --- 16N | 4 | 0,001 | 0,004 | 5 | 20 |
| | ISO 4762 M4 x 25 --- 25N | 4 | 0,002 | 0,008 | 5 | 20 |
| | Parallel Pin ISO 8734 - 2 x 5 - A - St | 2 | 0,001 | 0,002 | 10 | 20 |
| | Washer ISO 7089 - 3 | 4 | 0,001 | 0,004 | 2 | 8 |
| | | | | | +doprava, montáž | |
| Hmotnost celkem [kg] | | 1,331 | | | | |
| Cena celkem [Kč] | | 2117 | | | | |

Tab. 5.2 – Cenová a hmotnostní kalkulace



Obr. 5.14 – Výměnný mechanismus

5.2 Rozpracování efektorů

5.2.1 Dvouprstý paralelní efektor

Lineární pohyb čelistí je realizován pomocí servomotoru, umístěného uvnitř konstrukce a ozubeného hřebenu, který je spojen s čelistmi. Servomotor je opatřen ozubeným kolečkem, které je napojeno na ozubený hřeben. Bylo vybráno servo s označením HS-7955TG. Jedná se o digitální servo značky Hitec, velikostí spadající do kategorie standart size. Točivý moment servo motoru je $24 \text{ kg} \cdot \text{cm}$. Splňuje tedy požadavek na potřebný točivý moment, vypočítaný v kapitole 3.2.1. Oproti standartním servům s plastovými převody je toto servo vybaveno kovovými převodovými koly. Toto servo je v nabídce v provedení s otáčkami 90° , 180° a s kontinuálními otáčkami. Pro tento případ bude zapotřebí kontinuálních otáček, tato modifikace je k mání s příplatkem 500 Kč k základní ceně serva, která činí 2500 Kč. [11]



Obr. 5.15 – Servo

Pro přenos momentu ze serva na ozubený hřeben bude použito ozubený pastorek, který je určen přímo pro vybraný druh serva. Výstupní hřídel serva odpovídá tvaru s označením C1 – Standard spline (24 zubů). Tímto tvarovým výstupem disponuje většina serv z kategorie velikosti – standart size.



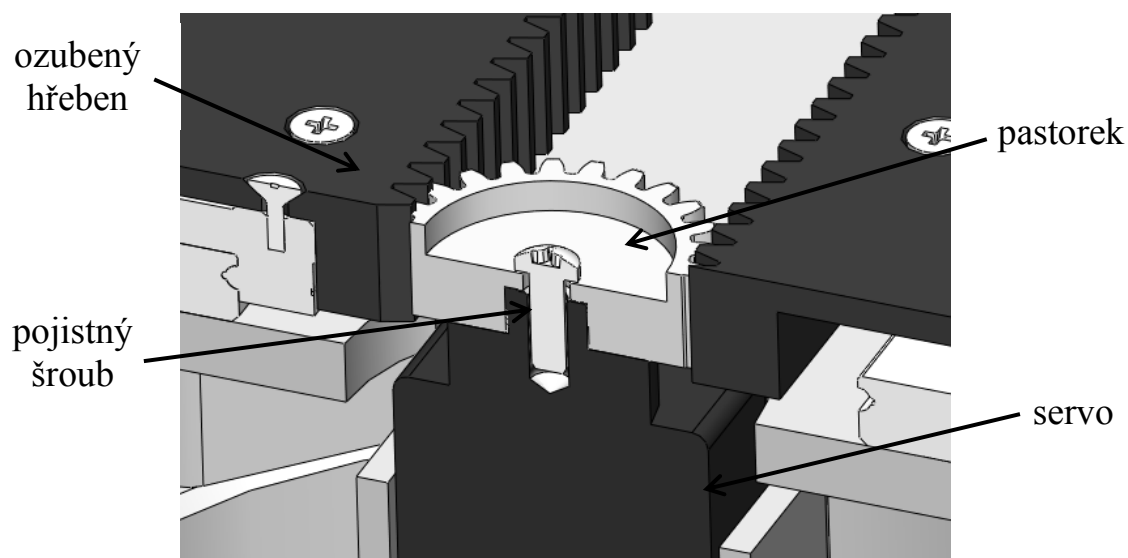
Obr. 5.16 – Výstup serva



Obr. 5.17 - Pastorek

Jak servo tak ozubený pastorek byly vybrány z obchodu, zabývající se prodejem servo pohonů a příslušenstvím (www.servocity.com). Byl vybrán pastorek s odpovídajícím tvarovým rohazáním (C1 – standard spline). Konkrétně se jedná o ozubení s označením 32P Hitec Metal Gear.

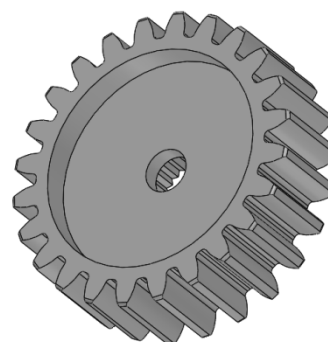
Celý systém přenosu točivého momentu ze serva na ozubený hřeben je zřejmý z obrázku č. 5.18. Ozubený pastorek je ještě pojištěn seshora šroubem.



Obr. 5.18 – Detail přenosu momentu

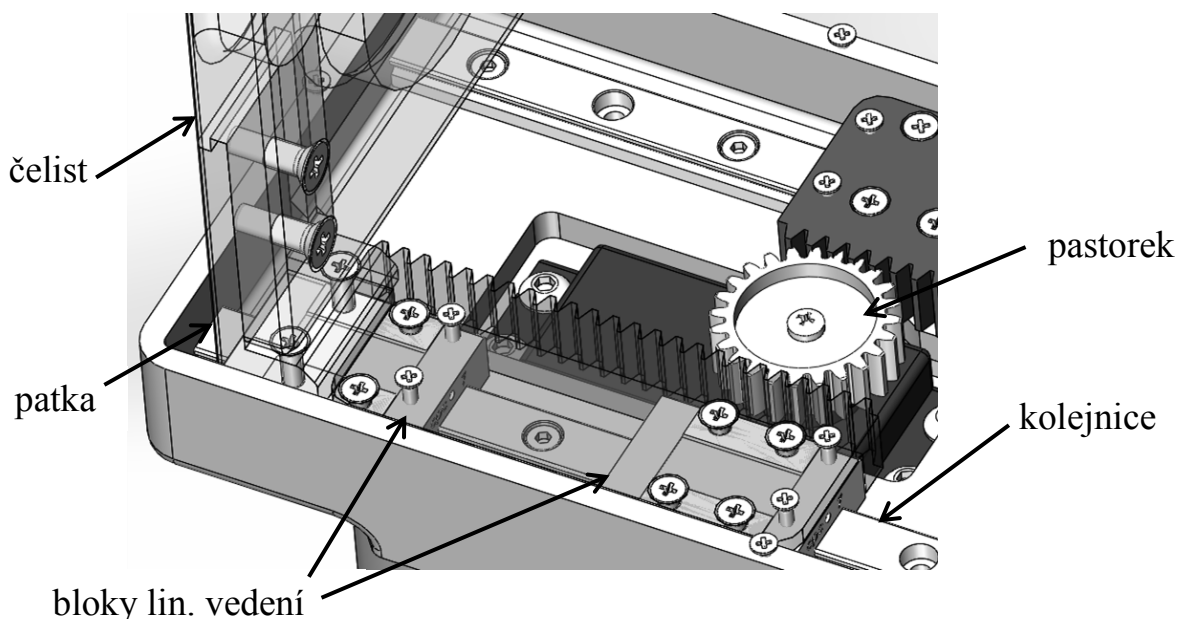
Parametry ozubeného kola

| | |
|----------------------------|--------------------------|
| $\phi d = 19,2 \text{ mm}$ | průměr roztečné kružnice |
| $z = 24$ | počet zubů |
| $m = 0,8$ | modul |
| $ha = 0,8 \text{ mm}$ | výška hlavy zubu |
| $hf = 1 \text{ mm}$ | výška paty zubu |
| $h = 1,8$ | výška zubu |



Obr. 5.19 – Pastorek

Na základě parametrů pastorku byl následně navržen ozubený hřeben. Modul zubů musí odpovídat modulu ozubení. Byla teda zvolena výška ozubení a délka. Ozubení je uchyceno na bloky lineárního vedení, kdy jsou na jednu kolejnici použity 2 bloky. Na jeden blok je ozubený hřeben pomocí 4 šroubů. Na druhý blok je hřeben uchycen pouze pomocí 2 šroubů. Další 2 závitové díry jsou použity pro uchycení čelistí efektoru, kdy jsou čelisti uchyceny přes patky čelistí. Detail tohoto spojení je znázorněn na obrázku č. 5.20.



Obr. 5.20 – Detail čelistí

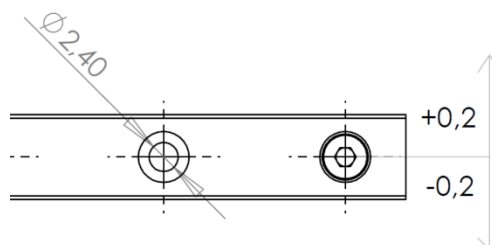
Pro posuv je použito lineární kuličkové vedení značky Raveo, která se specializuje na miniaturní lineární kuličková vedení. Pro tuto aplikaci bylo vybráno vedení z označením MR



7MN SU/ZU. Podrobnější informace o tomto vedení, způsob instalace, požadavky na mazání apod. lze nalézt v katalogovém listu v příloze pod názvem: *Raveo katalog - lineární vedení*.

Obr. 5.21 – Lineární vedení

Kolejnice vedení budou uchyceny pomocí šroubů s vnitřním šestihranem M2 do závitů v základu těla efektoru. Jelikož na vedení bude usazen ozubený hřeben, jehož pohyb bude realizovat pastorek, je potřeba ustavit vzájemnou polohu těchto součástí. Bude využita vůle děr v kolejničích, jež dovoluje posuv o 0,4mm.

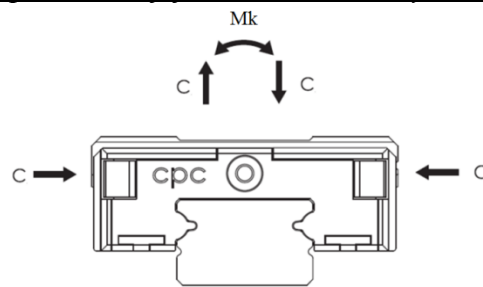


Obr. 5.22 – Uložení kolejnic

Dále byl proveden kontrolní výpočet zatížení lineárního vedení. Dovolené hodnoty zatížení lineárního vedení:

$$C_{\text{dov}} - 890 \text{ N}$$

$$Mk_{\text{dov}} - 5,2 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 5.23 – Dovolené namáhání

Pro stanovení síly C je vycházeno z hmotnosti OM, čelistí a patky čelistí, gravitačního zrychlení a zrychlení, které generuje koncové rameno. Pakliže se předpokládá tuhé uchopení OM a rovnoměrné rozložení mezi obě čelisti, pak síla na jeden blok bude poloviční.

$$C = \frac{m \cdot (a + g)}{2} \quad (22) \quad C = \frac{3 + 2 \cdot (0,07 + 0,03) \cdot (5 + 9,81)}{2} \quad C = 23,7 \text{ N} < C_{\text{dov}}$$

$$m = m_{\text{om}} + 2 \cdot (m_c + m_p) \quad (23)$$

m_{om} – hmotnost OM

a – zrychlení ramene

m_c – hmotnost čelistí

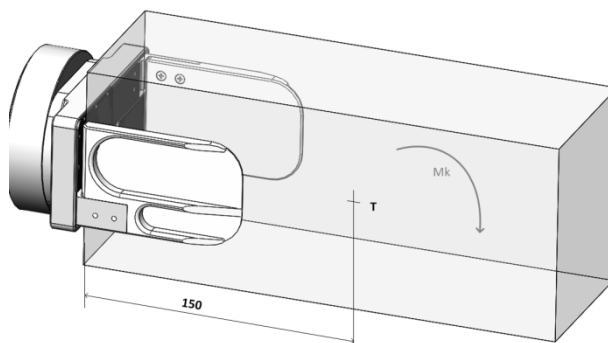
g – gravitační zrychlení

m_p – hmotnost patky čelistí

Při výpočtu klopného momentu je vycházeno z maximálního vyložení OM. Při tomto vyložení se těžiště nachází 150 mm od uložení lineárního vedení (rameno - r). Výpočet klopného momentu tedy bude vypadat následovně:

$$Mk = \frac{F \cdot r}{2} \quad (24) \quad Mk = \frac{m \cdot (a + g) \cdot r}{2} \quad Mr = \frac{3,2 \cdot (5 + 9,81) \cdot 0,15}{2} = 3,5 \text{ N} \cdot \text{m} < Mk_{\text{dov}}$$

Obě hodnoty nepřesáhly dovolené hodnoty. Klopný moment se blíží dovolenému momentu, zvolený typ vedení tedy vyhovuje a při výběru menšího vedení s nižší únosností by dovolené klopné momenty mohly být překročeny.



Obr. 5.24 – Schéma uchopení OM

Po hrubém návrhu všech součástí bylo přistoupeno k hmotnostní optimalizaci součástí za účelem snížení celkové hmotnosti efektoru. Tato optimalizace je vždy podpořena pevnostním výpočtem. Optimalizace probíhala buďto ořezáváním prvků anebo zvolením lehčích materiálů. Příklad optimalizace čelistí následuje níže.

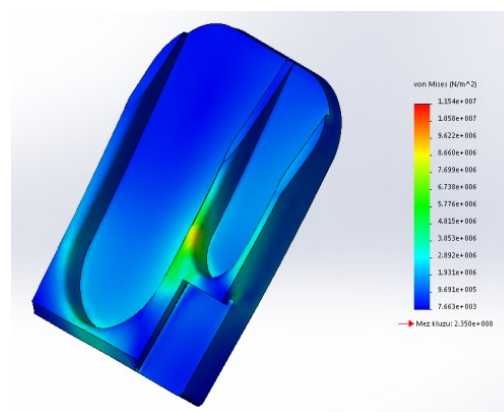
Definování materiálu:

| | | |
|------------------|------------------------|------------------------------|
| Materiál: | ČSN - ocel 11 375 | EN 10025 - 1.0038 (S235JRG2) |
| Mez kluzu: | 235 MPa | |
| Pevnost v tahu: | 360 MPa | |
| Modul pružnosti: | 210 GPa | |
| Hustota: | 7800 kg/m ³ | |

Typ analýzy: Statická analýza, von Mises

Výsledky pevnostní analýzy:

| | |
|----------------------|----------|
| Maximální napětí: | 11,5 MPa |
| Dovolené napětí: | 235 MPa |
| Výsledná bezpečnost: | 20,4 |



Obr. 5.25 – Pevnostní analýza

Výsledky pevnostní analýzy po tvarové optimalizaci:

| | |
|----------------------|----------|
| Maximální napětí: | 23,8 MPa |
| Dovolené napětí: | 235 MPa |
| Výsledná bezpečnost: | 9,87 |

Výsledná bezpečnost je stále příliš vysoká. Může tedy dojít k další optimalizaci a to změnou materiálu. Ocel tedy bude nahrazena slitinou hliníku s označením EN AW 5083.

Definování materiálu:

| | |
|------------------|---------------------------|
| Materiál: | EN AW 5083 [AlMg4,5Mn0,7] |
| Mez kluzu: | 115 MPa |
| Pevnost v tahu: | 270 MPa |
| Modul pružnosti: | 70 GPa |
| Hustota: | 2660 kg/m |

Výsledky pevnostní analýzy po materiálové optimalizaci:

| | |
|----------------------|----------|
| Maximální napětí: | 29,5 MPa |
| Dovolené napětí: | 115 MPa |
| Výsledná bezpečnost: | 3,9 |

Výsledky optimalizace:

| | |
|---------------------------|---------|
| Původní hmotnost: | 0,37kg |
| Hmotnost po optimalizaci: | 0,07 kg |

Dále bylo nutno zkontrolovat spojovací materiál. Bude kontrolováno místo, kde je uchycena kolejnice k základu efektoru. Jsou zde použity šrouby M2 x 8. Tyto šrouby byly vybrány z toho důvodu, že kolejnice již obsahují zahlbounění pro šrouby velikosti M2. Dále bude kontrolováno dostatečné zapuštění šroubu, jelikož v rámci optimalizace došlo k zeštíhlení nosné stěny základu efektoru a je potřeba hloubku zapuštění šroubů zkontrolovat. Kolejnice je připevněna celkem 8 šrouby. Pro výpočet se bude předpokládat s nejhorším případem, tedy že blok lineárního vedení je nad šroubem a zatížení přenáší jenom jeden šroub, i když toto nikdy nenastane, protože přes kolejnice se zatížení vždy přenáší i na další šrouby.

Šroub: M2 x 6 – Třída pevnosti 3.6

$$F = \frac{m \cdot (a + g)}{2} = \frac{3,2 \cdot (5 + 9,81)}{2} = 23,7 \text{ N} \quad (25) \quad \text{zátěžná síla}$$

$$S = \frac{\pi \cdot d_j^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1,6^2}{4} = 0,99 \text{ mm}^2 \quad (26) \quad \text{plocha jádra}$$

$$\sigma = \frac{F}{S} = \frac{23,7}{0,99} = 24 \text{ MPa} \quad (27) \quad \text{napětí ve šroubu}$$

$$k = \frac{\sigma_D}{\sigma} \quad (28) \quad \text{bezpečnostní koeficient}$$

$\sigma_D = 360 \text{ MPa}$ dovolené napětí

$$k = \frac{360}{24} = 15$$

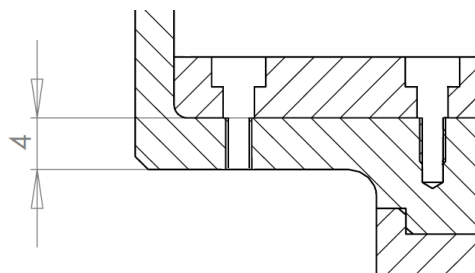
m – hmotnost OM + čelisti + patky
 d_j – průměr jádra šroubu M2

Šroub M2 tedy vyhovuje. Dále byla provedena kontrola hloubky zapuštění šroubu. Minimální délka zapuštění šroubu byla určena dle normy ČSN 02 1051, která tuto délku specifikuje dle tabulky 5.3.

| Materiál součásti | Třída pevnosti materiálu šroubů | | |
|-------------------------|---------------------------------|------------|-------------|
| | 3,6 až 4,6 | 4,8 až 6,8 | 8,8 až 10,9 |
| Ocel | 0,8d | 1,2d | - |
| R_m (MPa) | | | |
| < 400 | 0,8d | 1d | 1,2d |
| > 800 | 0,8d | 1d | 1d |
| < 800 | | | |
| Šedá litina | 1,3d | 1,5d | 1,5d |
| Slitiny mědi | 1,3d | 1,3d | - |
| Slitiny hliníku | 1,6d | 2,2d | - |
| Slitiny hliníku tvrzené | 1d | 1,2d | - |
| Měkké materiály | 2,5d | - | - |
| Polyamidy | 2,5d | - | - |

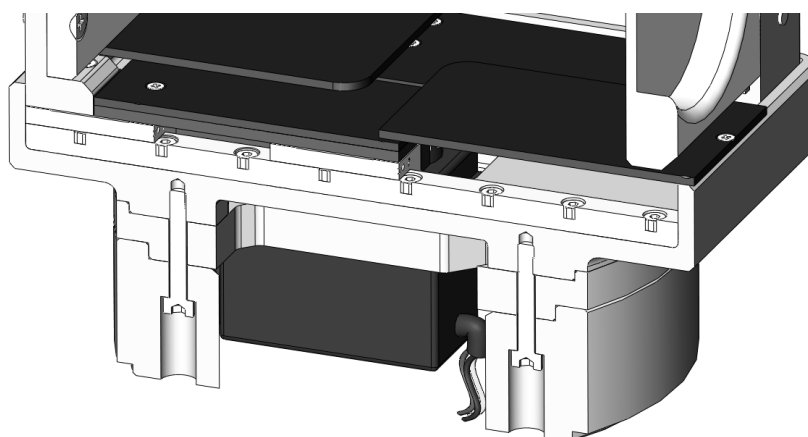
Tab. 5.3 – Minimální hloubka díry

Šroub M2 tedy vyhovuje. Dále byla provedena kontrola hloubky zapuštění šroubu. Minimální délka zapuštění šroubu byla určena dle normy ČSN 02 1051, která tuto délku specifikuje dle tabulky 5.3. Dle této tabulky byla minimální hloubka díry pro šroub stanovena výpočtem $1,2 \cdot d$, kdy d je průměr šroubu. Pro tento případ tato hodnota vychází na 2,4 mm. Reální hodnota zapuštění šroubu je 4 mm, tedy vyhovuje.



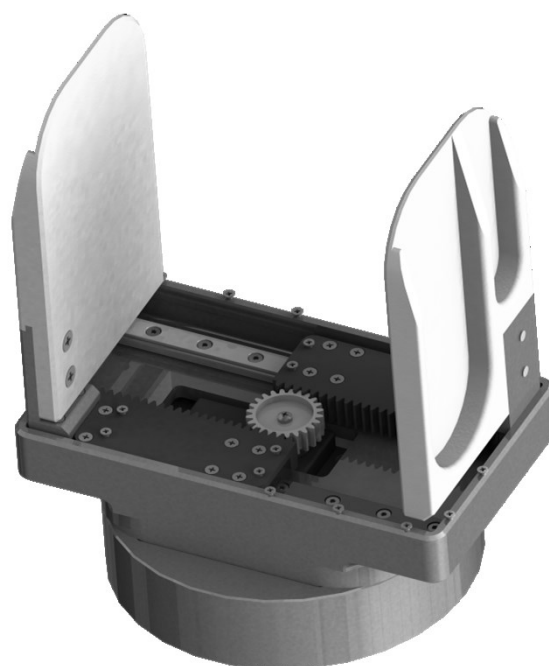
Obr. 5.26 – Zapuštění šroubu

Nosná část efektoru sestává se 3 segmentů, tzv. sendvičového uspořádání. Prostřední příruba slouží jako držák serva. Tato příruba je zespodu přišroubována společně se spodní přírubou k vrchní části, ke které je uchyceno lineární vedení. Všechny tři části mají na vnějším průměru osazení pro zamezení vzájemného radiálního pohybu součástí.



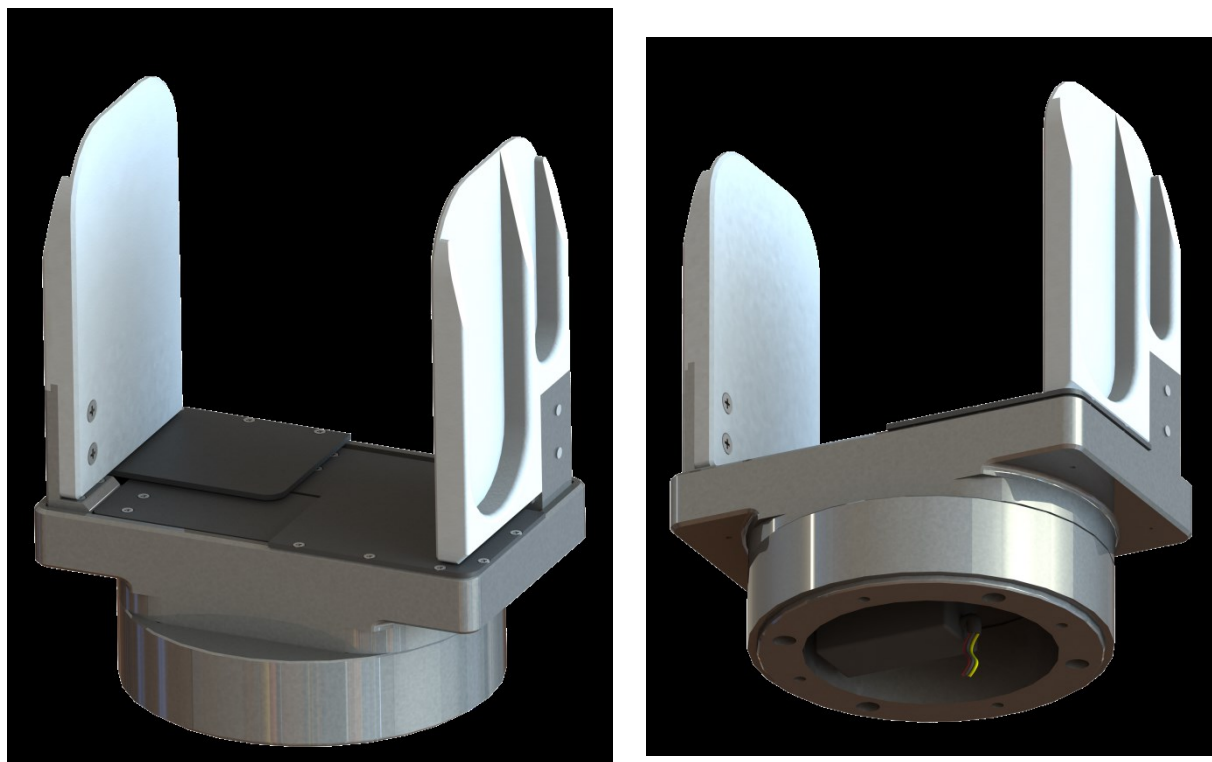
Obr. 5.27 – Struktura efektoru

Na obrázku 5.28 lze vidět detail vnitřního uspořádání mechanismu. Dále na obrázku 5.29 je znázorněn již kompletní model dvoučelistového paralelního efektoru. Dále na obrázku 5.30 následuje částečný rozpad efektoru. Příloha obsahuje animaci složení efektoru pod názvem: *Rozpad efektoru*. Dále je v příloze výkresová dokumentace vybraných dílů a sestavy. Pro zabezpečení vniknutí cizího předmětu do mechanismu efektoru je tato část zabezpečena plastovými kryty. Dva kryty jsou pevně připojeny k rámu těla efektoru a další dva kryty jsou spojeny s pohyblivými částmi. Na spodním pohledu je vidět kabeláž pro servo motor, která bude dále vedena na výměnný mechanismus.

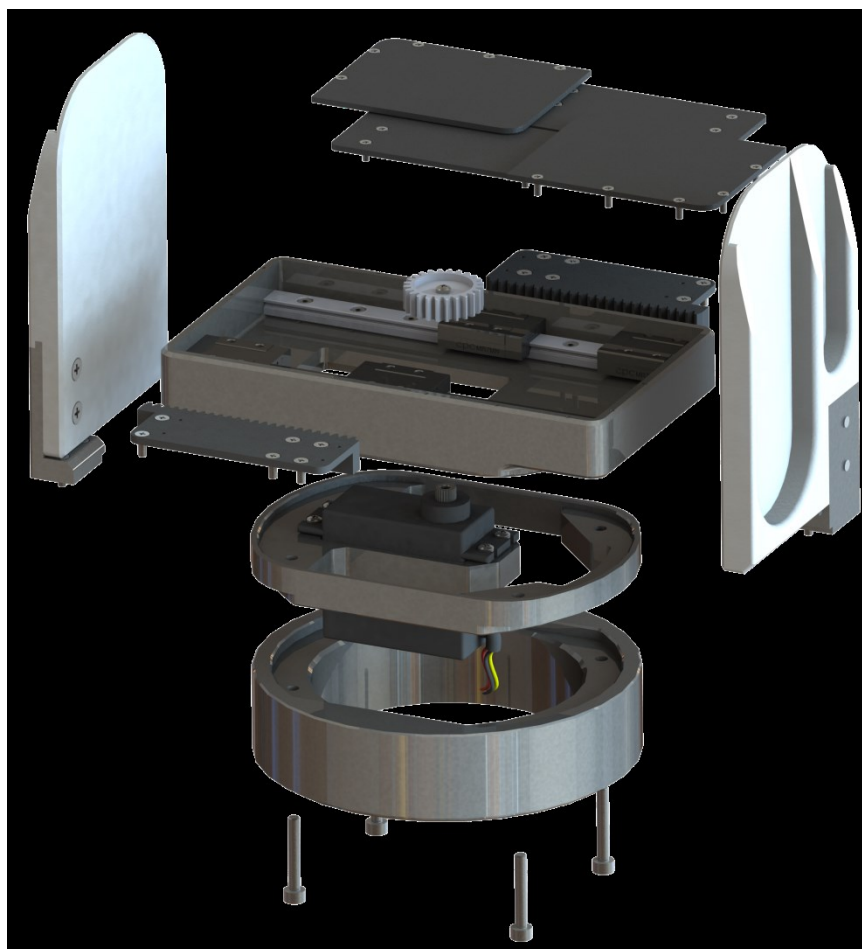


Obr. 5.28 – Detail vnitřního uspořádání

Byla provedena pevnostní analýza prvku – patka. Tento prvek přenáší zatížení z čelistí na bloky lineárního vedení a mohlo by se zde objevit napětí, které by mohlo mít za následek deformaci a případný lom součásti. Tato analýza je v příloze pod názvem Příloha 2 – Pevnostní analýza – Patka. Je vycházeno ze situace, kdy patka veškeré zatížení od objektu manipulace.



Obr. 5.29 – Model efektoru



Obr. 5.30 – Rozpad efektoru

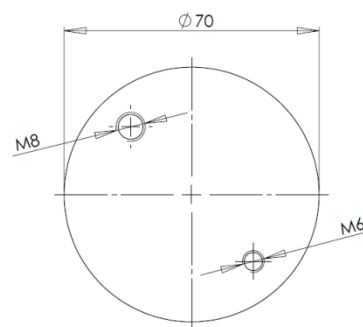
V níže uvedené tabulce je rozepsaný seznam komponent s jejich hmotnostmi, počtem kusů a nakupovaných součástí je uvedena i cena. U vyráběných součástí opět není cena stanovena. Maximální hmotnost efektoru, stanovena požadavkovým listem byla 2 kg, skutečná hmotnost čelistí je necelých 1,8 kg.

| | Název položky | počet kusů | hmotnost/ 1ks [kg] | hmotnost [kg] | cena 1ks [Kč] | cena [Kč] |
|----------------------|----------------------------------|------------|--------------------|---------------|------------------|-----------|
| Vyráběné součásti | Zaklad 1 | 1 | 0,7 | 0,7 | 300 | ? |
| | Zaklad 2 | 1 | 0,16 | 0,16 | 200 | ? |
| | Zaklad vedeni | 1 | 0,43 | 0,43 | 400 | ? |
| | Vedeni ozubeni | 2 | 0,03 | 0,06 | 500 | ? |
| | Palec | 2 | 0,07 | 0,14 | 300 | ? |
| | Patka palec | 2 | 0,03 | 0,06 | 50 | ? |
| | Ozubení | 1 | 0,01 | 0,01 | 500 | ? |
| | Kryt 1 Kryt 2 | 2 2 | 0,005 0,006 | 0,01 0,012 | 50 60 | ? ? |
| Nakupované součásti | Servo HS-8335SH | 1 | 0,06 | 0,06 | 2250 | 2250 |
| | MR 7MN SU/ZU - vedení | 2 | 0,03 | 0,06 | 200 | 400 |
| | MR 7MN SU/ ZU - pojezd | 4 | 0,01 | 0,04 | 1000 | 4000 |
| Spojovací materiál | ISO 7046-1 - M1.6 x 5 - Z --- 5N | 18 | 0,0001 | 0,0018 | 1 | 18 |
| | ISO 7045 - M2 x 5 - Z --- 5N | 4 | 0,001 | 0,004 | 2 | 8 |
| | ISO 4762 M2 x 6 --- 6N | 16 | 0,001 | 0,016 | 2 | 32 |
| | ISO 7046-1 - M2 x 6 - Z --- 6N | 12 | 0,001 | 0,012 | 2 | 24 |
| | ISO 7046-1 - M2 x 8 - Z --- 8N | 4 | 0,001 | 0,004 | 2 | 8 |
| | ISO 7046-1 - M3 x 10 - Z --- 10N | 4 | 0,002 | 0,008 | 3 | 12 |
| | ISO 4762 M3 x 20 --- 20N | 4 | 0,002 | 0,008 | 3 | 12 |
| | | | | | +doprava, montáž | |
| Hmotnost celkem [kg] | | 1,7958 | | | | |
| Cena celkem [Kč] | | 6764 | | | | |

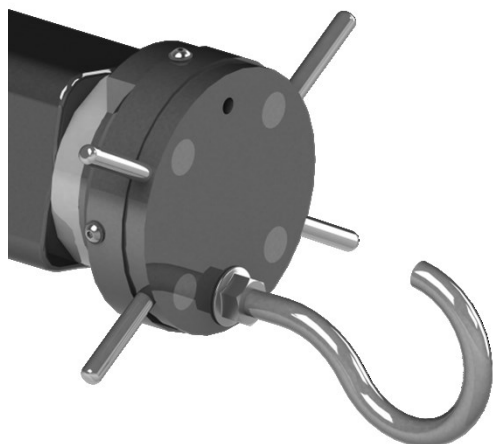
Tab. 5.3 – Kalkulace ceny a hmotnosti

5.2.2 Úchopné efektory pasivní a technologické

Pro uchycení jednotlivých efektorů bude použita univerzální připojovací plocha. Na jedné straně bude vybavena kolíky, pro spojení s protikusem mechanismu pro automatické zamykání a na druhé straně bude dvojice závitů – M6 a M8 pro uchycení jednotlivých efektorů.



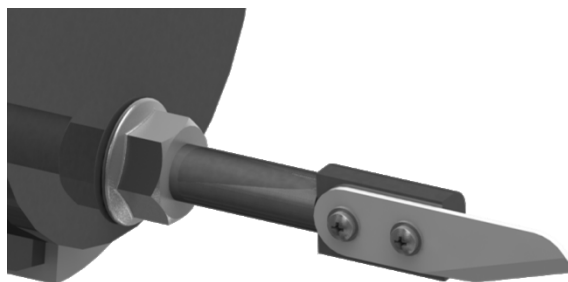
Obr. 5.31 - Schéma příruby



Obr. 5.32 - Hák

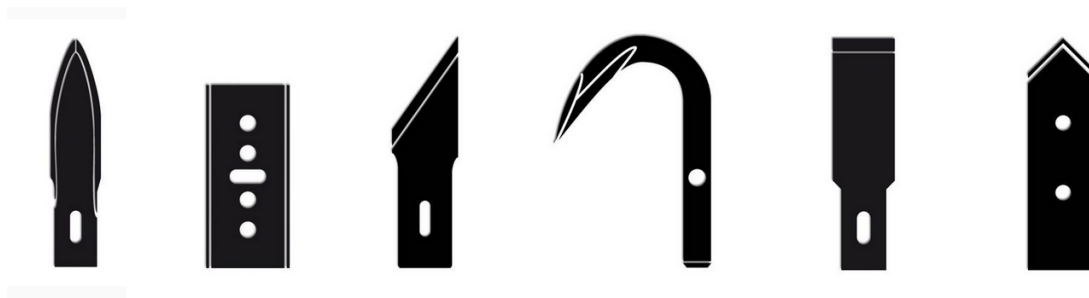
Pro uchopení bude použit standardizovaný hák s metrickým závitem. Širokou nabídku těchto háků nabízí firma MetalStar. Pro závit M6 nabízí háky od délky 55 až 185 mm, pro závity M8 háky délky 90 až 130 mm. Hák je zašroubován do interface a dále pojištěn maticí. Detailnější informace o nabídce a specifikaci háků lze nalézt přímo na webových stránkách výrobce (<http://www.metal-star.cz/hak-s-metrickym-zavitem-galvanicky-pozink/31>).

Další variantou bude technologický efektor pro řezání. Na interface bude přišroubován univerzální nástavec, který bude pojištěn maticí tak jako v předchozím případě. Na konci nástavce je připojovací plocha pro čepele, které se k nástavci přišroubují dvěma šrouby. Jednotlivé čepele jsou vybrány z portfolia e-shopu s názvem TechniEshop.



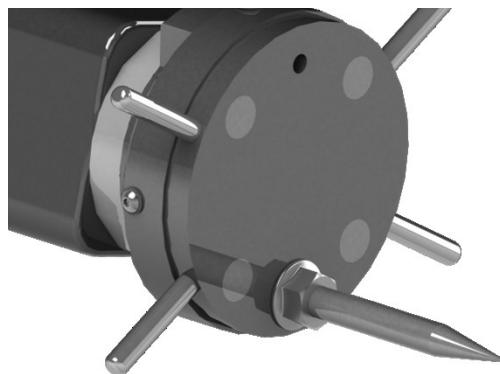
Obr. 5-33 – Čepel

Níže jsou zobrazeny různé druhy tvarů čepelí. Celou nabídku lze nalézt přímo na stránkách prodejce (<http://www.techni-eshop.cz/prumyslove-cepele-2>). Ceny čepelí se pohybují v řádu stokorun za 10 ks.



Obr. 5.34 – Různé druhy čepelí

Jinou variantou může být hrot pro rozbíjení oken. V tomto případě se jedná o vyráběnou součást. Hrot může najít své uplatnění při záchraně osob uvězněných například v autě, kdy jsou zablokovány dveře a osoba uvězněná uvnitř není s to rozbít okno.



Obr. 5.35 – Rozbíječ oken

| | Název položky | počet kusů | cena 1ks [Kč] | cena [Kč] |
|---------------------|--|------------|---------------|------------------|
| Vyráběné součásti | Protikus palec | 1 | 500 | ? |
| | Palec technologický | 4 | 100 | ? |
| | Kolík | 4 | 100 | ? |
| | Hrot | 1 | 50 | ? |
| | Držák trhací hák | 1 | 300 | ? |
| Nakupované součásti | Sada čepelí | 1 | 500 | 500 |
| | Sada háků | 1 | 20 | 20 |
| Spojovací materiál | ISO 7045 - M2 x 10 - Z --- 10N | 2 | 1 | 2 |
| | Hexagon Nut ISO - 4036 - M2 - N | 2 | 2 | 4 |
| | Hexagon Flange Nut ISO - 4161 - M6 - N | 16 | 2 | 32 |
| | Hexagon Flange Nut ISO - 4161 - M8 - N | 12 | 2 | 24 |
| | ISO 10673-2.25-S | 2 | 2 | 4 |
| | | | | +doprava, montáž |

| | |
|------------------|---------------|
| Cena celkem [Kč] | 590,39 |
|------------------|---------------|

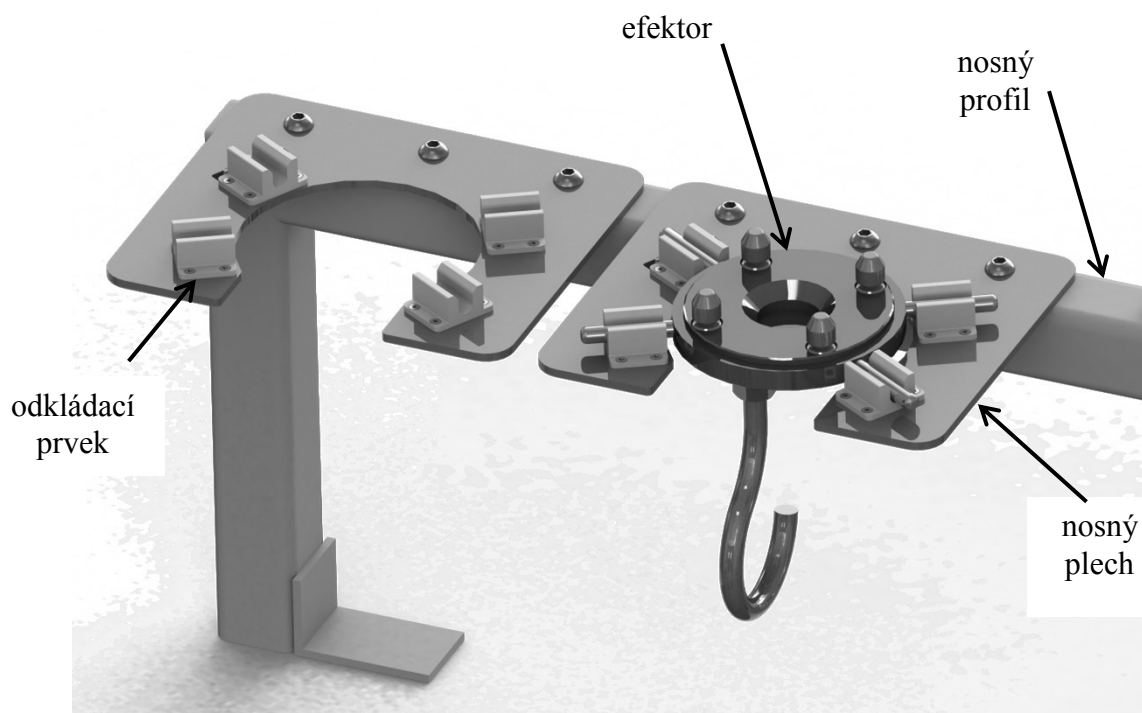
Tab. 5.4 – Kalkulace ceny technologických efektorů

5.3 Zásobník efektorů

Zásobník efektorů sestává z nosného rámu, který bude ukotven k mobilnímu robotu. Rám je tvořen z profilu čtvercového průřezu. V rámu jsou zanýtovány matice, ke kterým jsou poté uchyceny samotné prvky, pro držení efektorů. Jelikož jde o rozebíratelný spoj, lze mít na rámu libovolná počet držáků efektorů, nanejvýš však 5. Detailní uchycení k robotu zatím není

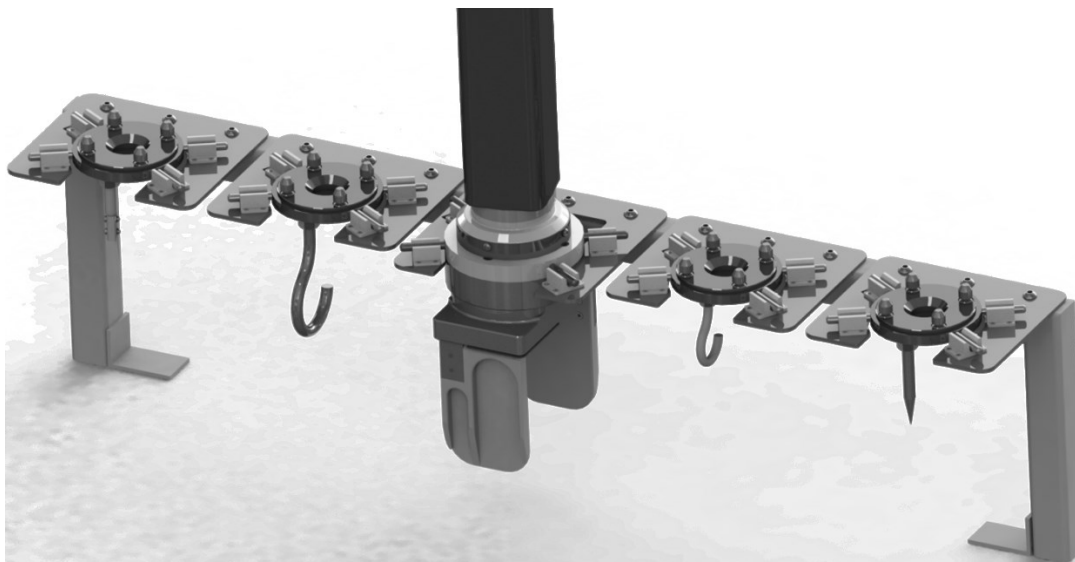
řešeno, jelikož ještě nejsou přesně specifikovány připojovací rozměry mobilního robotu pro zásobník efektorů.

Samotný držák efektorů je tvořen plechem tloušťky 3 mm. Uprostřed je vybrání pro samotný efektor, na okrajích jsou 4 plastové prvky, na které dosednou kolíky efektoru. Jeden tento prvek je dále vybaven aktivní částí, která rozpozná odložení efektoru pomocí indukčního senzoru.



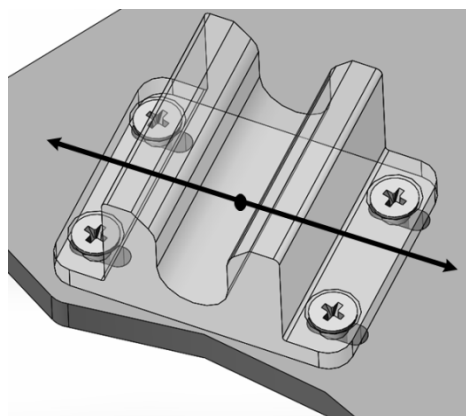
Obr. 5.36 – Odkládací stanoviště

Konfigurace zásobníku efektorů zobrazena na obrázku č. 5.37 obsahuje čtyři stanoviště pro efektory technologické a úchopné pasivní prostřední stanoviště je určené pro efektor aktivní úchopný. Princip odložení a detekce je totožný, liší se pouze velikost odkládacího plechu, kdy efektor aktivní úchopný má vnější průměr 100 mm ale ostatní efektory pouze 80 mm. Připojovací rozměry jsou stejné, jednotlivá stanoviště se tedy dají libovolně přestavět. Prostřední stanoviště je zobrazeno i s kompletním výměnným mechanismem a je zde naznačeno i koncové rameno.



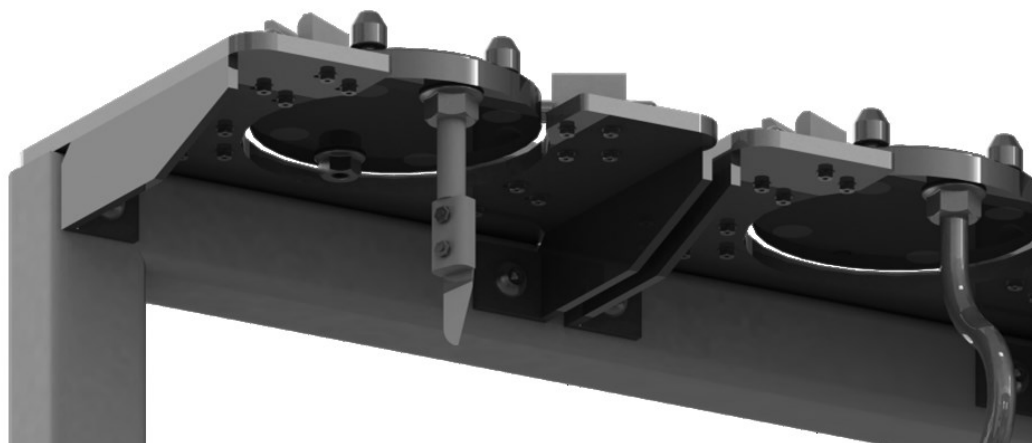
Obr. 5.37 – Zásobník efektorů

Jednotlivé odkládací prvky jsou uchyceny v plechu pomocí šroubů v drážce, kdy drážka umožňuje posunutí odkládacích prvků. Z důvodů výrobních nepřesností nemusí efektor přesně zapadnout do drážek, je tedy umožněno jejich posunutí, aby při montáži mohlo dojít k jejich přesnému vycentrování vůči efektoru. Samotné odkládací prvky jsou vyrobeny z plastu, jelikož jsou robustní a použití oceli by zde bylo nevýhodné. Odkládací prvky mají dostatečné zahlobení tak, aby nedošlo při jízdě MR k vypadnutí efektoru. Dále jsou na hranách zkosení a zaoblení, aby kolíky efektoru mohly být do drážek lépe navedeny.



Obr. 5.38 – Odkládací prvky

Dále musela být provedena pevnostní analýza jednotlivých nosných plechů. Nejprve bylo uvažováno zatížení od efektorů a byla brána v potaz horší situace a to taková, že operátor vinou neopatrnosti narazí ramenem do jednoho z nosných plechů. Kdyby byl takovýto plech dimenzován pouze na nosnost efektoru, nemusel by takovýto náraz snést a došlo by k deformaci. Dle dostupných informací je maximální síla, kterou je schopno rameno vyvinout směrem shora dolů 222 N. Jde o směr, kterým se rameno pohybuje při odkládání efektoru. Plech tloušťky 3 mm pevnostní analýze nevyhověl, tloušťka plechu byla tedy zvětšena na 5 mm. Ani tato tloušťka však nebyla dostatečná. Plechy byly tedy vyztuženy žebry, po této úpravě již maximální napětí nepřekročilo stanovenou hodnotu.



Obr. 5.68 – Podpůrná žebra

Po přidání žeber a zvětšení tloušťky sice prvek pevnostně vyhovoval, ale zato rapidně narostla jeho hmotnost. Dále musíme vzít v potaz, že na rámu bude těchto odkládacích plechů umístěno pět. K situaci, kdy rameno narazí do plechu, může dojít při chybě operátora, popřípadě při správném naprogramování ramene. K tomuto stavu může dojít při ladění systému, nemělo by k němu však docházet při plném nasazení. Převažuje zde požadavek na snížení hmotnosti při připsuštění rizika poškození odkládacího plechu.

Bude tedy brána v potaz hmotnost nejtěžšího efektoru plus přitlačná síla, kterou rameno vyvine tak, aby mohlo dojít k uzamknutí mechanismu.

$$m = 1,8 \text{ kg} \quad \text{hmotnost efektoru}$$

$$F_p = 10 \text{ N} \quad \text{přítlačná síla efektoru}$$

$$F = F_p \cdot (m \cdot g) \quad (29) \quad \text{celková síla}$$

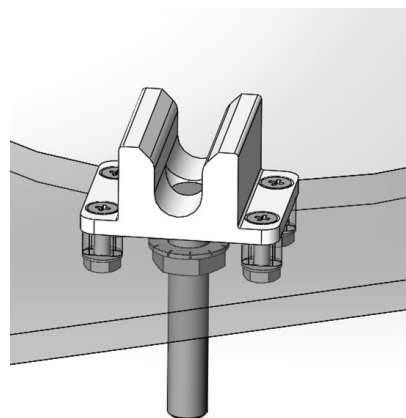
$$F = 10 \cdot (1,8 \cdot 9,81)$$

$$F = 176,6 \text{ N}$$

Pevnostní analýzy odkládacího plechu jsou v příloze pod názvem Příloha 3 – Pevnostní analýza – Odkládací plech.

V rámci stanoviště efektorů je zatím řešeno pouze plocha, kde budou odkládány efektory. Nosný rám a jeho připojení k mobilnímu robotu zatím není detailně řešeno, jelikož nejsou zatím ještě přesně známy připojovací rozměry a samotný způsob připojení na mobilní robot.

Pro detekci přítomnosti efektoru byl vybrán indukční sensor formy TURCK s označením BI1-EG05-Y1. Tento sensor má vnější závit M5, tudíž bude zesponu našroubován do odkládacího plechu, kdy bude prostrčen vybráním v plastovém odkládacím prvku. Vzdálenost sensoru od snímaného prvku se tak dá lehce regulovat otáčením sensoru. Sensor je umístěn zesponu tak, aby byl kryt plechem a aby při umístění efektoru došlo ke kolizi sensoru a efektoru. Sensor je dále zesponu pojištěn maticí.



Obr. 5.69 – Indukční sensor

| | |
|----------------------|------------|
| Snímací vzdálenost | 1 mm |
| Krytí | IP67 |
| Odolnost vůči nárazu | 30g (11ms) |
| Délka | 30 mm |
| MTTF | 6198 let |

Tab. 5.5 – Základní parametry



Detailnější informace o zvoleném sensoru jsou v příloze v katalogovém listu pod názvem - Katalogový list indukční sensor

*MTTF(mean time to failure) – střední doba poruchy

| | Název položky | počet kusů | hmotnost/ 1ks [kg] | hmotnost [kg] | cena 1ks [Kč] | cena [Kč] |
|----------------------|--|------------|--------------------|---------------|------------------|-----------|
| Vyráběné součásti | Profil držák | 1 | 2,35 | 2,35 | 200 | ? |
| | Drzak efektoru technologický | 4 | 0,51 | 2,04 | 150 | ? |
| | Drzak efektoru úchopný | 1 | 0,45 | 0,45 | 150 | ? |
| | Drzak | 20 | 0,005 | 0,1 | 30 | ? |
| | Zebro | 10 | 0,05 | 0,5 | 50 | ? |
| Nakupované součásti | Indukční snímač | 5 | 0,005 | 0,025 | 1920 | 9600 |
| | Nýťovací matice M6 | 25 | 0,002 | 0,05 | 10 | 250 |
| Spojovací materiál | ISO 7045 - M2 x 5 - Z --- 5N | 10 | 0,001 | 0,01 | 3 | 30 |
| | ISO 7046-1 - M2 x 8 - Z --- 8N | 80 | 0,001 | 0,08 | 3 | 240 |
| | ISO 7380 - M6 x 16 --- 16N | 25 | 0,001 | 0,025 | 4 | 100 |
| | Washer ISO 7089 - 2 | 80 | 0,001 | 0,08 | 2 | 160 |
| | Parallel Pin ISO 8734 - 2 x 5 - A - St | 2 | 0,001 | 0,002 | 2 | 4 |
| | Hexagon Nut ISO - 4032 - M2 - D - N | 80 | 0,0001 | 0,008 | 2 | 160 |
| | | | | | +doprava, montáž | |
| Hmotnost celkem [kg] | | 5,72 | | | | |
| Cena celkem [Kč] | | 10544 | | | | |

Tab. 5.6 – Kalkulace ceny a hmotnosti

6 Závěrečné zhodnocení

V rámci této diplomové práce byl navržen systém automatické výměny efektorů. Je detailně propracován samotný výměnný mechanismus, úchopný aktivní efektor a další pasivní úchopné a technologické efektory. Je také částečně rozpracována varianta zásobníku efektorů. Největší problém při návrhu jednotlivých subsystémů byl s nedostatkem místa pro umístění jednotlivých komponent. Nemohly být použity komponenty standartních velikostí průmyslového použití, ale musely být hledány komponenty, které se používají například v modelářství RC modelů.

V úvodu diplomové práce je zpracována podrobná rešerše, kde je kladen důraz na získání celé škály možných řešení a principů daných mechanismů. Na základě takto nabitých poznatků jsou následně navrženy principy řešení, kdy je využito morfologických matic pro pokrytí co největšího množství variant.

Pro výměnný systém byly navrženy celkem 4 varianty. Varianta velkých čelistí byla vyloučena z důvodu velké hmotné konstrukce a problematiky přenosu energií a signálů a varianta s otočným palcem byla vyloučena pro nemožnost umístění propojovacího konektoru do středu mechanismu. Pro výběr mezi dvěma zbývajících variantami byla použita vícekriteriální analýza. Vítězná varianta, tedy systém otočné kulisy a palců prošel postupným vývojem, kdy na začátku byl znám princip činnosti tohoto mechanismu a hrubé rozměry. Následně byl navržen hrubý 3D model, kdy na tvar a celkové rozměry měl vliv mimo jiné vybraný servopohon ložiska a přípojovací konektor. Následně na základě pevnostních výpočtů byla provedena tvarová optimalizace příruby na straně ramene, jakožto nejtěžšího prvku mechanismu, což mělo za následek snížení celkové hmotnosti systému. Celková hmotnost výměnného systému je zhruba 1,3 kg. Pevnostní kontrole byl také podroben spojovací materiál, kdy původně vybrané šrouby, spojující mechanismus s koncovým ramenem vyhověly ale s vysokou bezpečností, byly tedy zvoleny šrouby menší tak, aby se výsledná bezpečnost pohybovala kolem hodnoty dvě. Kritické místo tohoto subsystému je při nalisování palců na přírubu, kdy musí dojít k přesnému nalisování. Při nepřesném nalisování by mohlo dojít k problémům během zamykání mechanismu.

Dalším krokem bylo navržení aktivního úchopného efektoru. Byl vybrán princip, kdy je rotační pohyb převeden pomocí pastorku a ozubeného řemene na pohyb lineární. Umístěním pastorku doprostřed a ozubených hřebenů ze stran je zajištěn posuvný pohyb čelistí, kdy se

čelisti pohybují proti sobě. Dle parametrů, specifikovaných požadavkovým listem, byla vypočítána uchopovací síla a byl vybrán servo motor. V prvotním návrhu byly pro posuv použity kluzná pouzdra a posuvné tyče, které však následně byly nahrazeny lineárním kuličkovým vedením. Konstrukce byla rozdělena na tzv. sendvičovou strukturu. Byl zredukován počet spojovacího materiálu, kdy pro spojení tří přírub jsou použity pouze 4 šrouby. Dále na základě pevnostních výpočtů byla provedena tvarová a materiálová optimalizace pro snížení hmotnosti, kdy došlo k poklesu ze zhruba 2,5 kg na 1,8 kg při nosnosti 3kg. Kontrolnímu výpočtu bylo také podrobeno lineární vedení a vybraný spojovací materiál. Následně bylo navrženo několik pasivních úchopných a technologických efektorů, kdy je ve větší míře využito nakupovaných součástí. Tento systém také klade vysoké nároky na přesnost, kdy lineární vedení musí být přesně uloženo tak aby při pohybu čelistí nedošlo ke vzpříčení a znemožnění pohybu.

V poslední části je navržen zásobník efektorů. Tento efektor pojme až 5 efektorů. Efektory jsou uloženy na odkládací prvky nosného plechu odkládacího stanoviště prostřednictvím 4 kolíků, které jsou našroubovány ze stran příruby efektoru. Každé jednotlivé stanoviště obsahuje indukční sensor pro detekci přítomnosti efektoru. Nosný plech je dimenzován na hmotnost efektoru a přitlačnou sílu ramene. Způsob připojení na mobilní robot zatím není řešen, jelikož zatím nejsou známy přesné rozměry mobilního robotu ani způsob připojení. Bude nutná precizní montáž a seřízení odkládacích prvků tak, aby při odložení efektorů došlo k zapadnutí všech 4 kolíků. Je zřejmé, že bude muset dojít k další hmotnostní optimalizaci z důvodů umístění zásobníku efektorů na mobilní robot, který má omezenou nosnost.

Řešení jednotlivých subsystému je v závěru vždy doplněno o seznam všech komponent včetně uvedení hmotnosti a u nakupovaných součástí je uvedena také cena. Příloha bakalářské práce obsahuje návrhové a pevnostní výpočty, na které je v práci odkazováno. Dále jsou součástí přílohy sestavné výkresy, vybrané výrobní výkresy, katalogové listy některých komponent a také montážní animace.

7 Seznam použité literatury

- [1] SKAŘUPA, Jiří. Průmyslové roboty a manipulátory. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2007, 1 CD-R. ISBN 978-80-248-1522-0.
- [2] Leinveber J., Vávra P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7
- [3] SKAŘUPA, Jiří; ZELINA, Pavol. Navrhování a výpočty efektorů PRaM. 1. vydání. Ostrava: Editační středisko VŠB, 1996. 107 s. ISBN 80-7078-304-4.
- [4] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací. 1. vydání. Ostrava: Editační středisko VŠB, 2009. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] HUMÁR, Anton. Technologie montáže. VUT FSI-ÚST 1. vyd. Brno: ÚST, 2004. 82s.
- [6] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 8024818604.
- [7] ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, srpen 2007. 48 s.
- [8] ČSN ISO 690 Informace a dokumentace - Pravidla pro bibliografické odkazy a citace informačních zdrojů. Praha: Český normalizační institut, 2010.
- [9] LENERT, J. Úvod do metody konečných prvků. 1. vydání. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 109 s. ISBN 80-7078-686-8

Internetové zdroje

- [9] COBHAM: tEODor Explosive Ordnance (EOD) Robot [online]. 2014. [cit. 2015-04-07]. Dostupné z: [http://www.cobham.com/about-cobham/mission-systems/unmanned-systems/products-and-services/remote-controlled-robotic-solutions/teodor-explosive-ordnance-\(eod\)-robot.aspx](http://www.cobham.com/about-cobham/mission-systems/unmanned-systems/products-and-services/remote-controlled-robotic-solutions/teodor-explosive-ordnance-(eod)-robot.aspx)
- [10] SCHUNK: Robot accessories [online]. 2015. [cit. 2015-04-07]. Dostupné z: http://www.gb.schunk.com/schunk/schunk_websites/products/products_level_3/product_level3.html?product_level_3=293&product_level_2=252&product_level_1=244&country=GBR&r=1#10073

- [11] Servocity: Servos and Accessories [online]. 2015. [cit. 2015-04-12]. Dostupné z: https://www.servocity.com/html/servos___accessories.html
- [12] Lepidla: Lepení kovů [online]. 2015. [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: <http://www.lepidla.cz/cs/a/lepeni-kovu.html>
- [13] Amphenol: RUNDSTECKVERBINDER C 091 A [online]. 2015. [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://www.amphenol.info/unterserie/rundsteckverbinder/C-091-A/21.html>
- [14] Hennlich: Tlačné pružiny [online]. 2015. [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/pruziny-tlacne-pruziny-162/tlacne-pruziny-z-nerezove-oceli.html>
- [15] ATI Industrial Tools: TSM Modular Tool Stand for Medium Tool Changers [online]. 2015. [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: <http://www.atia.com/products/toolchanger/toolstand/medium/MediumStand.aspx>

8 Seznam příloh

Výpočtová dokumentace

Příloha A – Výpočet uchopovací síly a momentu motoru

Příloha B – Výpočet lisovací síly

Příloha C – Výpočet utahovacího momentu a kontrola šroubu

Pevnostní analýzy

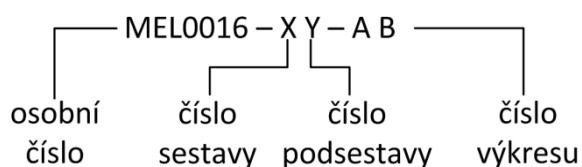
Příloha 1 – Pevnostní analýza – Kulisa

Příloha 2 – Pevnostní analýza – Patka

Příloha 3 – Pevnostní analýza – Odkládací plech

Výkresová dokumentace

Legenda k číslování výkresů



Sestavné a podsestavné výkresy

MEL0016-1 Výměnný mechanismus

MEL0016-11 Výměnný mechanismus ramenoa

MEL0016-12 Výměnný mechanismus efektor

MEL0016-2 Dvoučelistový efektor paralelní

MEL0016-21 Základ spodní část

MEL0016-22 Základ vedení

MEL0016-3 Zásobník efektorů

MEL0016-31 Držák velký

MEL0016-32 Držák malý

Výrobní výkresy

MEL0016-12-01 Protikus palec

MEL0016-12-02 Palec

MEL0016-21-01 Základ

MEL0016-2-02 Patka

Přílohy v elektronické podobě

Výpočty – Mathcad

Příloha A – Výpočet uchopovací síly a momentu motoru

Příloha B – Výpočet lisovací síly

Příloha C – Výpočet utahovacího momentu a kontrola šroubu

3D Modely (formát .step)

Dvoučelistový efektor paralelní

Výměnný mechanismus

Zásobník efektorů

Katalogové listy

Raveo katalog - lineární vedení

Katalogový list indukční sensor

Animace

Rozpad efektoru

Rozpad výměnného mechanismu

9 Přílohy

Pro přílohy A až C: Rovnice exportovány z programu Mathcad, originální soubor je přiložen v elektronické příloze.

Příloha A – Výpočet uchopovací síly a momentu motoru [3]

Výpočet síly F₁ - síla rozevirající celisti

a - zrychlení koncového ramene

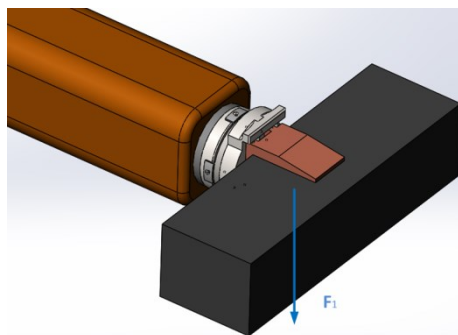
m₁ - hmotnost OM

$$a := 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad g = 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$m_1 := 3 \text{ kg}$$

$$F_1 := m_1 \cdot (a + g)$$

$$F_1 = 44.42 \text{ N}$$



Výpočet síly F₂ - síla pro udržení OM - třecí kontakt

a - zrychlení koncového ramene

f - koeficient trení

m₁ - hmotnost OM

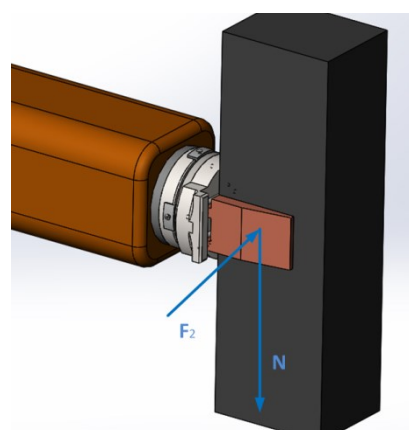
$$f := 0.7$$

$$N := m_1 \cdot (a + g)$$

$$F_2 := \frac{N}{f}$$

$$N = 44.42 \text{ N}$$

$$F_2 = 1.429 \text{ N}$$



Výpočet síly F3 - výpočet síly čelistí při maximálním vyložení

OM- orientace viz obr. vpravo

$b := 50\text{mm}$ $F := m_1 \cdot (a + g)$ $Q_{1,2} = \text{spojité zatížení}$

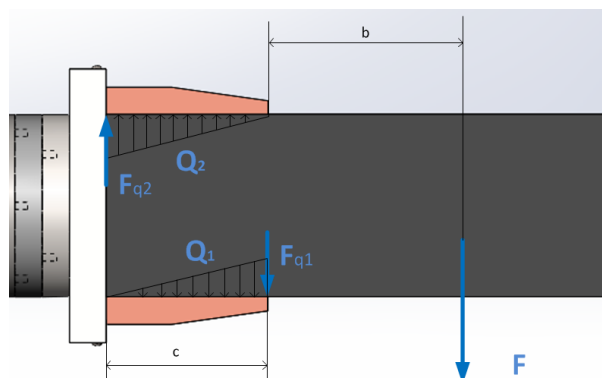
$c := 100\text{mm}$ $F = 44.42\text{ N}$

$$F_{q1} := F \cdot \frac{b+c}{c}$$

$$F_{q1} = 66.63\text{ N} \quad F_{q2} := F_{q1}$$

Síly F_{q1} a F_{q2} se převedou do středu délky čelisti, tedy $c/2$. Výsledná síla čelistí bude poté tedy:

$$F_3 := \frac{F_{q1} + F_{q2}}{2} \quad F_3 = 66.63\text{ N}$$



Výpočet síly F4 - výpočet síly čelistí při maximálním vyložení

OM - orientace viz obr. vpravo

$$F = 44.42\text{ N} \quad N_m := F \cdot \frac{b+c}{c}$$

$$F_4 := \frac{N_m}{f} \quad N_m = 66.63\text{ N}$$

$$F_4 = 95.186\text{ N}$$

Motor nutno dimenzovat na sílu F4

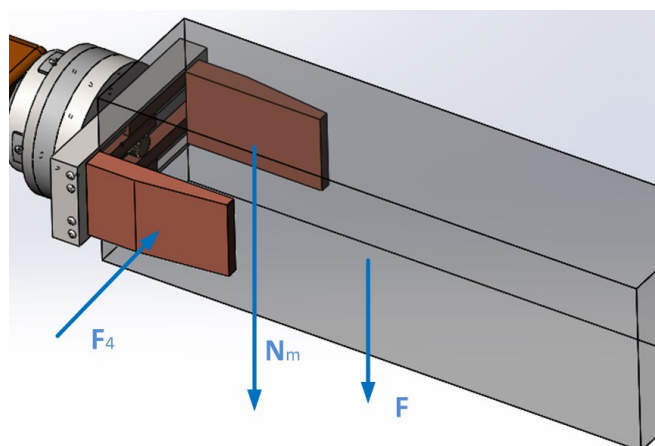
Posuvná síla na hřebenu = F4

Výpočet momentu motoru

$r := 9.6\text{mm}$ r - poloměr pastorku

$$M := F_4 \cdot r$$

$$M = 0.914 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$



$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6$$

k_1 – hmotnostní koeficient

1,2

k_2 – způsob omezení objektu – dvojstranné uchopení

1,5

k_3 – stav povrchu neopracovaných objektů

1,1

k_4 – kolísání tlaku pracovního média

1

k_5 – dynamické charakteristiky robotů

1,2

k_6 – provozní podmínky

1

$$k = 1,2 \cdot 1,5 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 2,676$$

$$M_1 := \frac{M \cdot k}{g} \quad M_1 = 22.14 \cdot \text{kg} \cdot \text{cm}$$

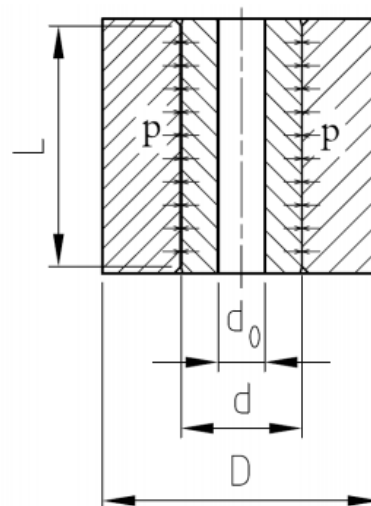
Příloha B – Výpočet lisovací síly [5]

Navžené rozměry:

díra: $\varnothing 11_{-0,01}^0$ palec: $\varnothing 11_{0,02}^{0,01}$

Vstupní veličiny:

| | | | |
|--------------------------------------|------------------|---------------------------------|----------|
| $d_0 := 0\text{mm}$ | rozměry | Modul pružnosti oceli | |
| $d := 11\text{mm}$ | styčné | $E_1 := 210 \cdot \text{GPa}$ | |
| $L := 13.5\text{mm}$ | | $E_2 := E_1$ | |
| $D := 20\text{mm}$ | plochy | | |
| $f := 0.1$ | součinitel tření | $Ra_1 := 0.8 \cdot \mu\text{m}$ | drsnosti |
| $m_1 := 5\text{kg}$ | hmotnost OM | $Ra_2 := Ra_1$ | |
| $a := 5\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ | zrychlení ramene | | |



Výpočet maximální lisovací síly:

$$d1_{\max} := 11.020\text{mm} \quad d2_{\min} := 10.990\text{mm}$$

$$\Delta d := d1_{\max} - d2_{\min} \quad \Delta d = 30 \cdot \mu\text{m}$$

$$C_1 := \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2} \quad C_2 := \frac{D^2 + d^2}{D^2 - d^2} \quad \text{rozměrové konstanty}$$

$$\delta := \Delta d + 1.2 \cdot (Ra_1 + Ra_2) \quad \text{potřebný přesah}$$

$$\delta = 31.92 \mu\text{m}$$

$$p := \frac{1}{d} \cdot \frac{\delta}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad \text{měrný tlak ve spoji}$$

$$p = 212.522 \cdot \text{MPa}$$

$$F_{\text{lis}} := \pi \cdot d \cdot L \cdot p \cdot f \quad F_{\text{lis}} = 9.915 \cdot \text{kN} \quad \text{lisovací síla}$$

Výpočet minimální lisovací síly a kontrola síly od zatížení OM

$$d_{1\min} := 11\text{mm} \quad d_{2\max} := 11.010\text{mm}$$

$$\Delta d_{\min} := d_{2\max} - d_{1\min} \quad \Delta d_{\min} = 10 \cdot \mu\text{m}$$

$$\delta_{\min} := \Delta d_{\min} + 1.2 \cdot (Ra_1 + Ra_2)$$

$$\delta_{\min} = 11.92 \mu\text{m}$$

$$p_{\min} := \frac{1}{d} \cdot \frac{\delta_{\min}}{\left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad p_{\min} = 79.363 \text{ MPa}$$

$$F_{\min a} := \frac{m_1 \cdot (a + g)}{4} \quad \text{zatížení od OM}$$

$$F_{\min a} = 18.508 \text{ N}$$

$$F_{\min b} := \pi \cdot d \cdot L \cdot p_{\min} \cdot f \quad \text{lisovací síla při minimálním přesahu}$$

$$F_{\min b} = 3.702 \text{ kN}$$

Aby nedošlo k uvolnění nalisovaného spoje, síla od zatížení OM ($F_{\min a}$) musí být menší než lisovací síla při minimálním přesahu ($F_{\min b}$). To je v tomto případě splněno.

Příloha C – Výpočet utahovacího momentu a kontrola šroubu [4]Vstupní veličiny:

| | |
|--------------------------------------|--|
| $D := 3.459\text{mm}$ | roztečný průměr třecí plochy matice/šroub |
| $d_2 := 3.675\text{mm}$ | střední průměr závitu |
| $f_2 := 0.2$ | součinitel smykového tření v závitu |
| $f_3 := 0.2$ | součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou |
| $\alpha := 60\text{deg}$ | vrcholový úhel závitu |
| $P := 0.5\text{mm}$ | roztěč závitu |
| $n := 4$ | počet šroubů |
| $f := 0.1$ | součinitel tření ocel-ocel |
| $a := 5\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ | zrychlení manipulátoru |
| $m_1 := 7\text{kg}$ | hmotnost mechanismu + OM |
| $\sigma_D := 360 \cdot \text{MPa}$ | dovolené napětí pro šroub pevnosti 6.6 |
| $d_j := 3.82\text{mm}$ | průměr jádra pro M4 |

Výpočet minimálního utahovacího momentu:

Aby nedošlo k uvolnění příruby, třecí síla musí být větší než síla normálová, tedy:

$$F_t > F_n \quad F_o \cdot n \cdot f > F_n$$

$$F_n := m_1 \cdot (a + g) \quad \text{normálová síla}$$

$$F_n = 103.647 \text{ N}$$

$$F_{\text{omin}} := \frac{F_n}{n \cdot f} \quad \text{minimální osová síla ve šroubu}$$

$$F_{\text{omin}} = 259.116 \text{ N}$$

$$M_1 := F_{\text{omin}} \cdot f_3 \cdot \frac{D}{2} \quad \text{třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou}$$

$$M_1 = 89.628 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$M_2 := F_{\text{omin}} \cdot \frac{f_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \frac{d_2}{2} \quad \text{třecí moment v závitu}$$

$$M_2 = 109.957 \cdot \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$f_1 := \frac{f_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad f_1 = 0.231 \quad \text{efektivní součinitel tření}$$

$$\theta := \text{atan}(f_1) \quad \theta = 13.004 \cdot \text{deg} \quad \text{třecí úhel}$$

$$\beta := \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad \beta = 2.48 \cdot \text{deg} \quad \text{úhel stoupání závitu}$$

$$M_{u_{\text{min}}} := F_{\text{omin}} \cdot \left(f_3 \cdot \frac{D}{2} + \tan(\theta + \beta) \cdot \frac{d_2}{2} \right) \quad \text{minimální utahovací moment}$$

$$M_{u_{\text{min}}} = 0.222 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$M_{u_{\text{max}}} := 2 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{maximální utahovací moment pro M4}$$

$$M_{u_{\text{min}}} < M_u < M_{u_{\text{max}}}$$

$$M_u := 1.5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{zvolená hodnota utahovacího momentu}$$

Pevnostní kontrola šroubu:

$$F_o := \frac{M_u}{f_3 \cdot \frac{D}{2} + \tan(\theta + \beta) \cdot \frac{d_2}{2}} \quad \text{síla, vyvozená předpětím šroubu}$$

$$F_o = 1.755 \text{ kN}$$

$$F := F_o + \frac{F_n}{n} \quad F = 1.78 \cdot \text{kN} \quad \text{celkové zatížení šroubu}$$

$$S := \frac{\pi \cdot d_j^2}{4} \quad S = 11.461 \cdot \text{mm}^2 \quad \text{plocha šroubu}$$

$$\sigma := \frac{F}{S} \quad \sigma = 155.352 \cdot \text{MPa} \quad \text{skutečné napětí}$$

$$k := \frac{\sigma_D}{\sigma} \quad k = 2.317 \quad \text{koeficient bezpečnosti}$$

Příloha 1 – Pevnostní analýza – Kulisa

Pevnostní analýza byla provedena v modulu programu Solidworks – Simulation. Byla vytvořena statická analýza, využívající metodu MKP.

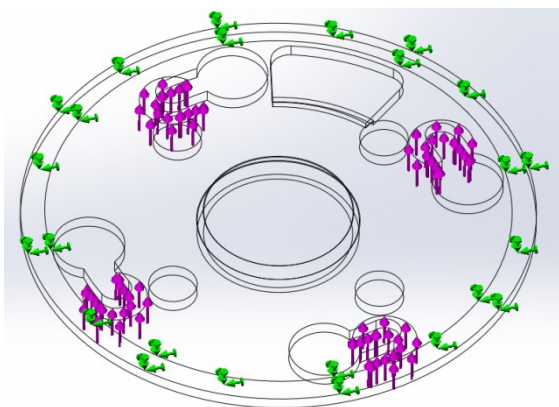
Definování materiálu:

Materiál: ČSN - ocel 11 375 EN 10025 - 1.0038 (S235JRG2)
 Mez kluzu: 235 MPa
 Pevnost v tahu: 360 MPa
 Modul pružnosti: 210 GPa
 Hustota: 7800 kg/m³

Popis sítě:

Sít' byla automaticky vygenerována, kdy velikost hrany jednoho prvku byla nastavena na hodnotu 1 mm. Jedná se tedy o jemnou sít', což přinese přesnější výsledky.

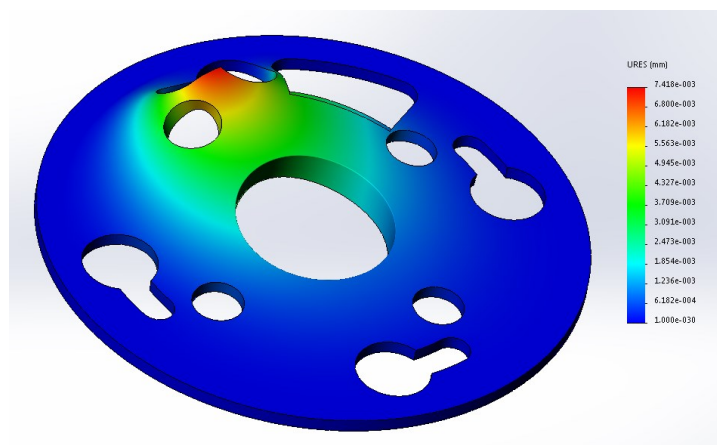
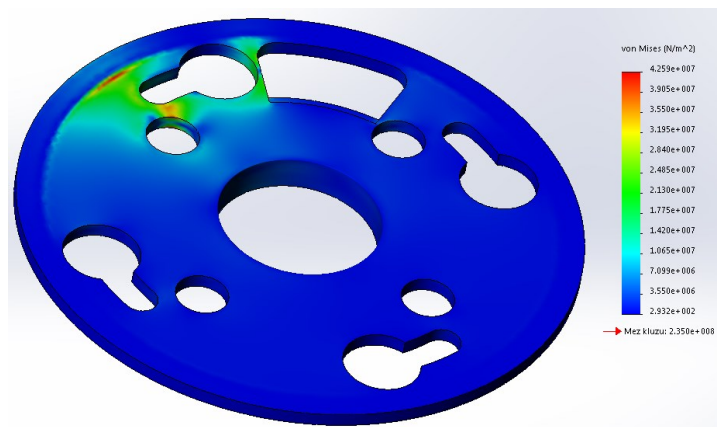


Okrajové podmínky:

Dále byly vytvořeny okrajové podmínky. Bylo tedy nastaveno zafixování kulisy – Fixní geometrie a dále byly nastaveny síly - Tlak, působící na kulisu v místě kontaktů s palci. Kulisa byla zafixována v místě dotyku s pojistným kroužkem – zelené šipky. Síly byly rozloženy na 4 místa – kontaktní plochy s palci – fialové šipky.

Pevnostní analýza:

Na základě vytvoření sítě a stanovení okrajových podmínek byla vytvořena pevnostní analýza. Jednak se kontrolovala deformace části a dále bylo analyzováno napětí na prvku dle hypotézy Von – Mises.

Deformace**Napětí**

Vyhodnocení pevnostní analýzy:

Max. napětí: 42 MPa

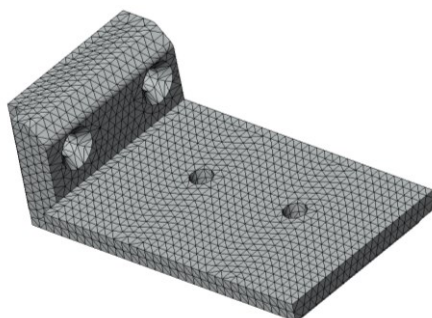
Max. posunutí: 0,007 mm

Dle pevnostní analýzy se nachází koncentrace největšího napětí a i největší deformace v oblasti vybrání pro ozubení. Deformace v těchto místech se pohybuje v řádu mikrometrů, což je zanedbatelná hodnota. Problém by nastal, kdyby zde byla hodnota vyšší a došlo by ke změně polohy ozubeného kola vůči ozubenému pastorku což by mělo za následek vzpříčení zubů a zablokování pohybu. Napětí v těchto místech se pohybuje v řádu desítek megapascalů, což je hluboko pod hranicí meze kluzu daného materiálu. V dalších místech kulisy nedochází ke koncentracím napětí ani ke zvýšeným hodnotám deformací.

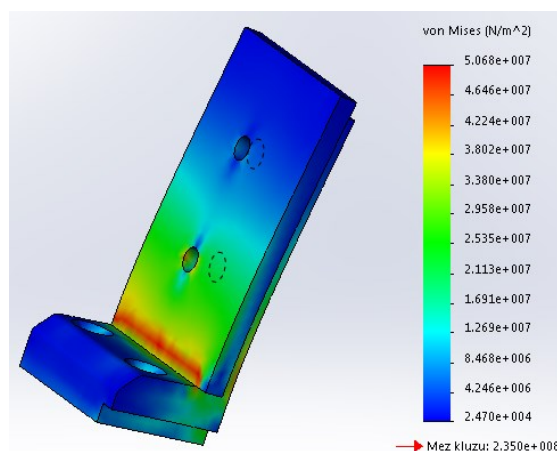
Příloha 2 – Pevnostní analýza – Patka

Materiál: ČSN - ocel 11 375 EN 10025 - 1.0038 (S235JRG2)

Mez kluzu: 235 MPa



Pevnostní analýza této součásti byla provedena dle stejného postupu, jako v případě pevnostní analýzy, provedené výše - Pevnostní analýza – Kulisa. Patka byla uchycena za styčnou plochu, kde dochází ke kontaktu patky s blokem lineárního vedení. Síly byla definována na místo kontaktu patky s palcem. V tomto případě bylo zkoumáno pouze napětí, hodnoty deformace pro tento případ nejsou potřeba znát. Největší napětí se dle předpokladů vyskytuje na vnitřní hraně patky. Dosahuje zde hodnoty 50 MPa. Při mezu kluzu materiálu 235 MPa je toto přijatelná hodnota.



Max. napětí: 50,68 MPa

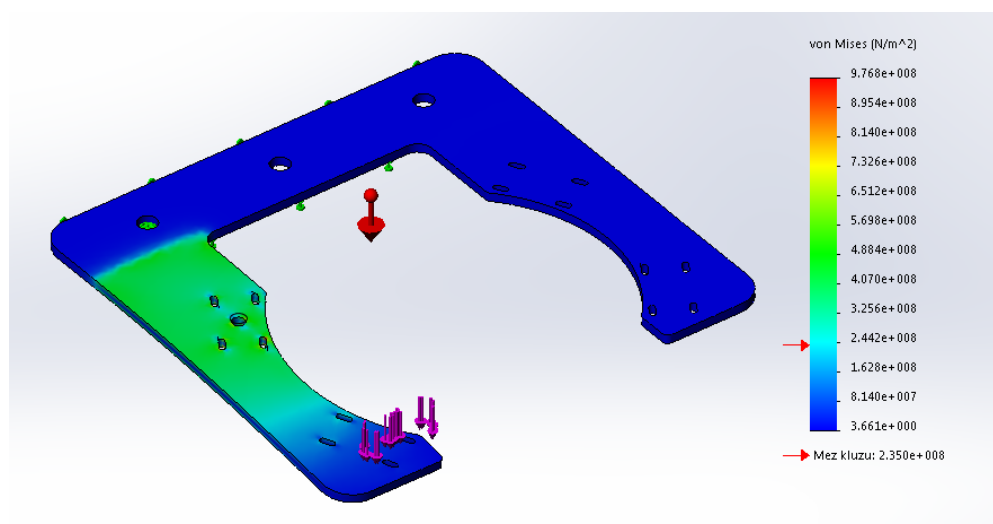
Příloha 3 – Pevnostní analýza – Odkládací plech

Pevnostní analýza této součásti byla provedena dle stejného postupu, jako v případě pevnostní analýzy, provedené výše - Pevnostní analýza – Kulisa. Byla zvažována nejhorší varianta, kdy síla působí na konec plechu a na straně, kde je vybrání pro indukční sensor a koncové rameno se opře o odkládací plech.

Materiál: ČSN - ocel 11 375 EN 10025 - 1.0038 (S235JRG2)

Mez kluzu: 235 MPa

Zátěžná síla: 222 N

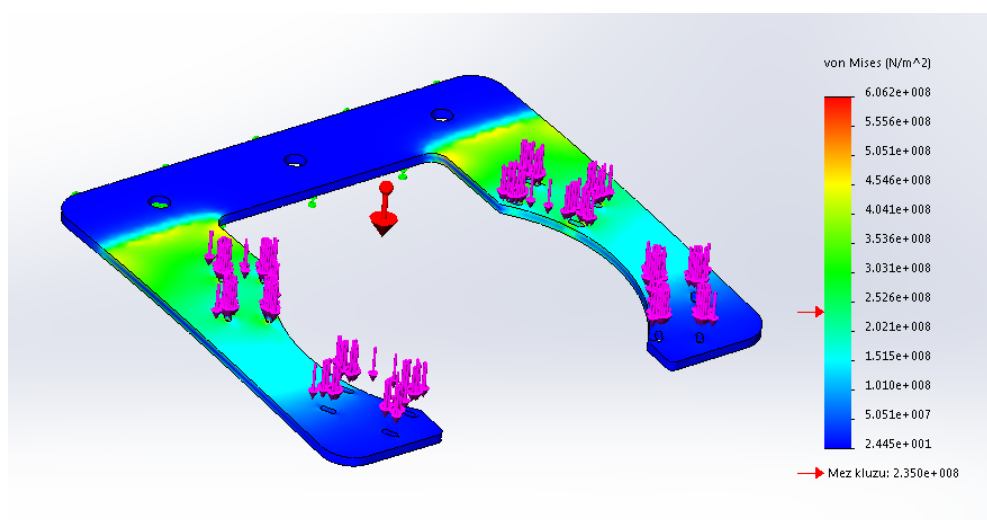
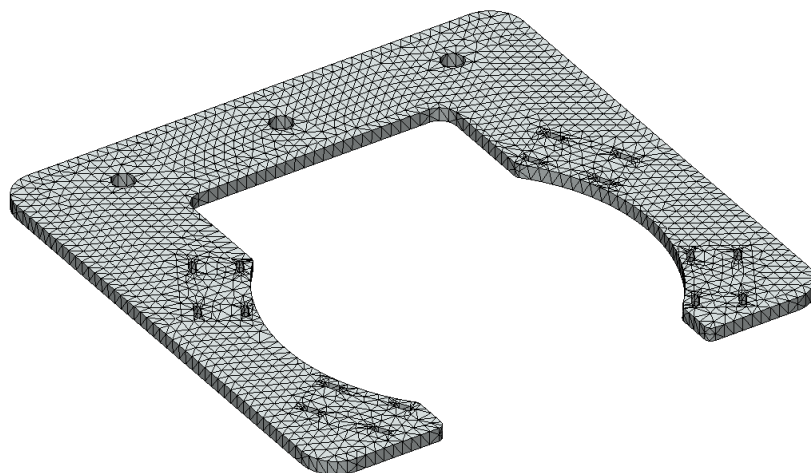


Max. napětí: 976 MPa

Po zvětšení tloušťky plechu hodnota maximální napětí klesla na 373 MPa. To je však stále vysoká hodnota. Špičky napětí se koncentrují okolo vybrání pro koncový spínač a drážek pro odkládací prvky. Na boční strany byly přidány žebra. Po této úpravě již maximální napětí nepřekročilo dovolenou mez.

Přidáním tloušťky a žeber došlo k přílišnému nárůstu hmotnosti. Byla tedy uvažována jiná situace, viz strana 82 kapitoly 5.2, kde je rovněž výpočet síly. Tloušťka stěny je v tomto

případě 3 mm a síla, působící na plech 166,6 N. Síla se v tomto případě bude rovnoměrně rozložena mezi 4 plastové odkládací prvky.



Max. napětí: 60 MPa

Při definovaném zatížení již maximální napětí nepřekročuje napětí dovolené.